

10/522591
522,591

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

Rec'd PCT/PTO 25 JAN 2005

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004 年 7 月 22 日 (22.07.2004)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/061332 A1

- (51) 国際特許分類⁷: F16H 3/66
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/017069
- (22) 国際出願日: 2003 年 12 月 26 日 (26.12.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2002-382531
2002 年 12 月 27 日 (27.12.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 (AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 1 0 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 香山 和道 (KAYAMA, Kazumichi) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 杉浦 伸忠 (SUGIURA, Nobutada) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

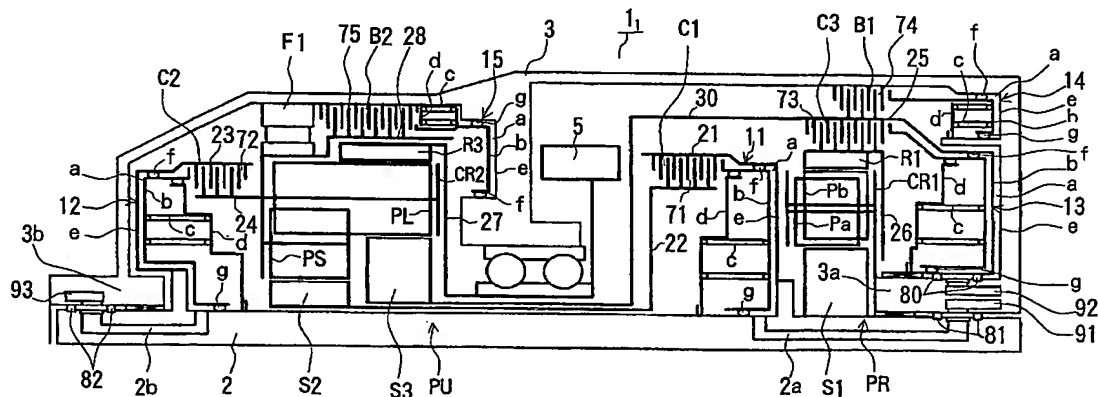
Aichi (JP). 山口 俊堂 (YAMAGUCHI, Shundou) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 尾崎 和久 (OZAKI, Kazuhisa) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 稲垣 知親 (INAGAKI, Tomochika) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県 安城市藤井町 高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).

- (74) 代理人: 近島 一夫, 外 (CHIKASHIMA, Kazuo et al.); 〒105-0023 東京都港区 芝浦一丁目 9 番 7 号 おもだかビル 2 階 アクト国際特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特

[続葉有]

(54) Title: AUTOMATIC SPEED CHANGER

(54) 発明の名称: 自動変速機



(57) Abstract: A planetary gear (PR) and a clutch (C3) that are for outputting reduced rotational speed and a clutch (C1) for connecting and disconnecting the rotation of an input shaft (2) which is inputted in a sun gear (S2) are arranged axially on one side (right-hand side in the figure) of a planetary gear unit (PU). A clutch (C2) for connecting and disconnecting the rotation of the input shaft (2) which is inputted in a carrier (CR2) is provided axially on the other side (left-hand side in the figure) of the planetary gear unit (PU). The structure above makes it possible that the planetary gear (PR) and the planetary gear unit (PU) are arranged closer to each other than in the case where, for example, the clutches (C1, C2) are both arranged between the planetary gear (PR) and the planetary gear unit (PU). As a result, the length of a transmission member (30) for transmitting reduced rotational speed is shorter. Further, the configuration of oil passages is simpler than the case where, for example, the clutches (C1, C2, C3) are arranged axially on one side.

[続葉有]

WO 2004/061332 A1



許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

減速回転を出力するためのプラネタリギヤ (P R) 及びクラッチ (C 3) と、サンギヤ (S 2) に入力する入力軸 (2) の回転を接・断するクラッチ (C 1) と、をプラネタリギヤユニット (P U) の軸方向一方側 (図中右方側) に配置し、キャリア (C R 2) に入力する入力軸 (2) の回転を接・断するクラッチ (C 2) を該プラネタリギヤユニット (P U) の軸方向他方側 (図中左方側) に配置する。それにより、例えばプラネタリギヤ (P R) とプラネタリギヤユニット (P U) との間にクラッチ (C 1, C 2) を共に配置する場合に比して、プラネタリギヤ (P R) とプラネタリギヤユニット (P U) とを近づけて配置することが可能となり、減速回転を伝達する伝達部材 (30) を短くする。また、例えばクラッチ (C 1, C 2, C 3) を軸方向一方側に配置した場合に比して、油路の構成が簡単になる。

明 細 書

自動変速機

技術分野

本発明は、車輛等に搭載される自動変速機に係り、詳しくは、プラネタリギヤユニットの1つの回転要素に減速回転を入力自在にすることで多段変速を可能にする自動変速機の配置構造に関する。

背景技術

一般に、車輛等に搭載される自動変速機において、2列のプラネタリギヤを連結したプラネタリギヤユニットと、入力軸の回転を減速した減速回転を出力自在なプラネタリギヤとを備えているものがある（例えば特開平4-125345号公報、及び特開2000-274498号公報参照）。これらのものは、例えば4つの回転要素を有するプラネタリギヤユニットの1つの回転要素に上記プラネタリギヤからの減速回転をクラッチを介在して入力自在することで、例えば前進6速段、後進1速段を達成している。

ところで、近年、環境問題等に起因する燃費向上の観点から、自動変速機の多段化が求められている。しかし、一般に多段化を図ることは、部品点数の増加などにより自動変速機が大きくなるが、車輛の搭載性の観点から自動変速機のコンパクト化も求められている。

上述した自動変速機には、上記プラネタリギヤユニットの回転要素に入力軸の回転を入力するための2つのクラッチと、減速回転を該プラネタリギヤユニットの回転要素に出力するためのプラネタリギヤとが備えられているが、それら2つのクラッチやそれらクラッチの係合を制御する油圧サーボをプラネタリギヤユニットとプラネタリギヤとの間に配置してしまうと、該プラネタリギヤの減速回転をプラネタリギヤユニットの回転要素に伝達するための部材が軸方向に長くなってしまう。

減速回転を伝達する部材が長くなることは、つまり大きなトルクを伝達する部

材が長くなることであり、その大きなトルクに耐え得るような部材を長く設けることは、比較的肉厚の厚い部材を長く設けることであって、自動変速機のコンパクト化の妨げになる。また、そのような部材は重さも重くなり、自動変速機の軽量化の妨げになるばかりか、イナーシャ（慣性力）が大きくなって、自動変速機の制御性を低下させることによる変速ショックが発生し易くなる虞もある。

また、例えば上記プラネタリギヤから上記プラネタリギヤユニットに出力する減速回転を接・断するには、クラッチ又はブレーキを設ける必要があるが、クラッチを設けた場合には、そのクラッチと上述した2つのクラッチ、つまり3つのクラッチが必要となる。一般にクラッチは、入力される回転を摩擦板に伝達するドラム状部材（クラッチドラム）を有しているため、例えば相対回転などの問題から、クラッチの油圧サーボの油室に油圧供給をするには、自動変速機を中心側から供給することになる。

しかしながら、例えばそれら3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると、自動変速機を中心部分において、3つの油圧サーボに油圧供給するための油路が例えば3重構造になるなど、油路の構成が複雑になる虞がある。

そこで本発明は、多段化を達成し、かつ配置構造によってコンパクト化が可能な自動変速機を提供することを目的とするものである。

また本発明は、減速回転出力手段及び第1のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると共に、第2のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、もって上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的とするものである。

発明の開示

請求の範囲第1項に係る本発明は、駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、第1、第2、第3及び第4の回転要素を有するプラネタリギヤユニットと、前記入力軸の回転を減速した減速回転を前記第1の回転要素に出力自在な減速回転出力手段と、前記入力軸と前記第2の回転要素を係脱自在に連結する第1のクラッチと、前記入力軸と前記第3の回転要素を係脱自在に連結する第2のクラッ

チと、前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備えた自動変速機において、前記減速回転出力手段及び前記第1のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、前記第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置することを特徴として構成される。

これにより、例えば少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成し得る多段化を可能とすることができるものでありながら、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとの間に例えば第1のクラッチと第2のクラッチを配置する場合に比して、減速回転出力手段とプラネタリギヤユニットとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための連結部材を比較的短くすることができて、自動変速機のコンパクト化を可能とすることができる。

また、減速回転を伝達するための連結部材を比較的短くすることができるので、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、例えば減速回転出力手段がクラッチを有する場合は3つのクラッチを配置することになるが、3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチの油圧サーボに供給する油路の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

請求の範囲第2項に係る本発明は、前記減速回転出力手段と前記プラネタリギヤユニットとを連結する連結部材を有し、前記連結部材の内周側に前記第1のクラッチを配置して構成される。

請求の範囲第3項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記減速回転要素と前記第1の回転要素との間を係脱自在に連結し得る第3のクラッチと、からなり、前記第3のクラッチが係合することにより、前記第1の回転要素に前記減速回転が伝達されるように構成される。

請求の範囲第4項に係る本発明は、前記第3のクラッチの内周側に、前記第1

のクラッチを配置して構成される。

これにより、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならない第3のクラッチを外周側に配置することができ、該第3のクラッチ及びその油圧サーボが大径化することが可能となり、特に油圧サーボの油室の受圧面積を大きくすることが可能となって、該第3のクラッチのトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、第3のクラッチに比してトルク伝達可能な容量が小さくてよい第1のクラッチを内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

請求の範囲第5項に係る本発明は、前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材と連結されるドラム部材およびハブ部材とを有し、前記ハブ部材を前記減速回転要素と連結し、前記ドラム部材はピストンと油密状にシールされた油圧サーボを形成すると共に、前記第1の回転要素と連結し、前記ドラム部材の内周側に前記第1のクラッチを配置して構成される。

請求の範囲第6項に係る本発明は、前記第3のクラッチの摩擦部材は、前記減速プラネタリギヤの外周側に配置され、前記第3のクラッチの油圧サーボは、前記減速プラネタリギヤに対して、前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に隣接して配置されて構成される。

請求の範囲第7項に係る本発明は、前記第3クラッチの油圧サーボの外周に、減速回転が入力される前記プラネタリギヤユニットの前記第1の回転要素に係止する第1のブレーキの油圧サーボが配置されて構成される。

請求の範囲第8項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸からの回転を入力し得る入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結されると共に前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と入力回転要素との間を係脱自在に連結し得る第3のクラッチと、からなり、前記第3のクラッチに係合することにより、前記第1の回転要素に前記減速回転が伝達されるように構成される。

請求の範囲第9項に係る本発明は、ケースの側壁の一端側から延びる第1のボス部に、前記減速プラネタリギヤの固定要素が固定して配置され、前記第1のボス部の外周に前記第3クラッチの油圧サーボが配置され、前記ケースの側壁の他

端側から延びる第2のボス部の外周に前記第2のクラッチの油圧サーボが配置され、前記第1のクラッチは、前記プラネタリギヤと隣接配置されると共に、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材とハブ部材とを有し、前記ドラム部材が前記入力軸と連結されて構成される。

請求の範囲第10項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結されると共に前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と前記入力回転要素との間を係脱自在に連結し得る第3のクラッチと、前記固定要素の回転を固定し得る第3のブレーキと、からなり、前記第3のクラッチ及び前記第3のブレーキが係合することにより、前記第1の回転要素に前記減速回転が伝達されるように構成される。

請求の範囲第11項に係る本発明は、前記減速回転出力手段と前記プラネタリギヤユニットとを連結する連結部材を有し、前記連結部材の内周側に、前記第3のクラッチを配置して構成される。

請求の範囲第12項に係る本発明は、前記第1のクラッチと前記第3のクラッチは、前記連結部材の内周側にて、軸方向に並んで配置されて構成される。

請求の範囲第13項に係る本発明は、前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有し、前記油圧サーボは、前記摩擦部材に対して前記減速プラネタリギヤの軸方向反対側に配置され、前記油圧サーボのシリンダを構成するドラム部材を前記入力軸と連結して構成される。

請求の範囲第14項に係る本発明は、前記第3のクラッチの油圧サーボは、前記第1のクラッチの油圧サーボと前記第3のクラッチの摩擦部材との間に、前記第1のクラッチの油圧サーボと隣接して配置されて構成される。

請求の範囲第15項に係る本発明は、前記減速回転出力手段と前記プラネタリギヤユニットとを連結する連結部材を有し、前記第3のブレーキは、前記減速プラネタリギヤに対して前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されて構成される。

請求の範囲第16項に係る本発明は、前記第3のブレーキの油圧サーボを、ケ

ースに設けて構成される。

請求の範囲第 17 項に係る本発明は、前記第 3 のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有し、前記油圧サーボは、前記摩擦部材に対して前記減速プラネタリギヤの軸方向反対側に配置され、前記油圧サーボのシリンダを構成するドラム部材を前記入力軸と連結して構成される。

請求の範囲第 18 項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第 1 の回転要素に常時連結されると共に前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記固定要素の回転を固定し得る第 3 のブレーキと、からなり、前記第 3 のブレーキが係合することにより、前記第 1 の回転要素に前記減速回転が伝達されるように構成される。

請求の範囲第 19 項に係る本発明は、前記第 3 のブレーキは、前記減速プラネタリギヤに対して前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなり、

前記第 3 のブレーキの油圧サーボを、ケースに設けて構成される。

請求の範囲第 20 項に係る本発明は、前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成し得、前進 4 速段の際に前記第 1 クラッチと前記第 2 クラッチとが共に係合するように構成される。

これにより、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 4 速段に第 1 及び第 2 のクラッチを共に係合し、つまり前進 4 速段において直結状態となるので、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができ、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

請求の範囲第 21 項に係る本発明は、縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部に位置し、順に前記第 3 の回転要素、前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させて構成される。

請求の範囲第22項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第1のサンギヤと、該第1のサンギヤに嚙合するロングピニオンと、該ロングピニオンに嚙合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンを回転支持するキャリアと、該ショートピニオンに嚙合する第2のサンギヤと、該ロングピニオンに嚙合するリングギヤと、により構成されるラピニヨ型プラネタリギヤであり、前記第1の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得、かつ第1のブレーキに係止により固定自在な前記第1のサンギヤであり、前記第2の回転要素は、前記第1のクラッチに係合により前記入力軸の回転を入力し得る前記第2のサンギヤであり、前記第3の回転要素は、前記第2のクラッチに係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第2のブレーキに係止により固定自在な前記キャリアであり、前記第4の回転要素は、前記出力部材に連結される前記リングギヤであるように構成される。

請求の範囲第23項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第1のサンギヤと、該第1のサンギヤに連結された第2のサンギヤと、該第1のサンギヤに嚙合する第1のキャリアと、該第2のサンギヤに嚙合する第2のキャリアと、該第2のキャリアに連結された第1のリングギヤと、該第2のキャリアに嚙合する第2のリングギヤと、を有する2つのシングルプラネタリギヤにより構成されてなり、前記第1の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得、かつ第1のブレーキに係止により固定自在な前記第2のリングギヤであり、前記第2の回転要素は、前記第1のクラッチに係合により前記入力軸の回転を入力し得る前記第1のサンギヤ及び前記第2のサンギヤであり、前記第3の回転要素は、前記第2のクラッチに係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第2のブレーキに係止により固定自在な前記第2のキャリア及び前記第1のリングギヤであり、前記第4の回転要素は、前記出力部材に連結される第1のキャリアであるように構成される。

請求の範囲第24項に係る本発明は、前進1速段の際に、前記第1のクラッチに係合すると共に、前記第2のブレーキに係止し、前進2速段の際に、前記第1のクラッチに係合すると共に、前記第1のブレーキに係止し、前進3速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に

、前記第 1 のクラッチに係合し、前進 4 速段の際に、前記第 1 のクラッチと前記第 2 のクラッチとを共に係合し、前進 5 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のクラッチに係合し、前進 6 速段の際に、前記第 2 のクラッチに係合すると共に、前記第 1 のブレーキに係止し、後進 1 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のブレーキに係止し、前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成するように構成される。

請求の範囲第 2 5 項に係る本発明は、前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成し得、前記 5 速段の際に前記第 1 クラッチと前記第 2 クラッチが共に係合するように構成される。

これにより、前進 6 速段及び後進 1 速段を達成するものであって、前進 5 速段に第 1 及び第 2 のクラッチを共に係合し、つまり前進 5 速段において直結状態となるので、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができ、特に車輛に搭載された際に、低中車速で走行する車輛において、エンジンをより良い回転数で使用することができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

請求の範囲第 2 6 項に係る本発明は、縦軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部に位置し順に前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素、前記第 3 の回転要素に対応させて構成される。

請求の範囲第 2 7 項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第 1 のサンギヤと、該第 1 のサンギヤに噛合するロングピニオンと、該ロングピニオンに噛合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンを回転支持するキャリアと、該ショートピニオンに噛合する第 2 のサンギヤと、該ロングピニオンに噛合するリングギヤと、により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得る前記第 2 のサンギヤであり、前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチ

の係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第1のブレーキの係止により固定自在な前記キャリアであり、前記第3の回転要素は、前記第2のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第2のブレーキの係止により固定自在な前記第1のサンギヤであり、前記第4の回転要素は、前記出力部材に連結される前記リングギヤであるように構成される。

請求の範囲第28項に係る本発明は、前進1速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第1のブレーキを係止し、前進2速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第2のブレーキを係止し、前進3速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第2のクラッチを係合し、前進4速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第1のクラッチを係合し、前進5速段の際に、前記第1のクラッチと前記第2のクラッチとを共に係合し、前進6速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第2のブレーキを係止し、後進1速段の際に、前記第2のクラッチを係合すると共に、前記第1のブレーキを係止し、前進6速段、及び後進1速段を達成するように構成される。

請求の範囲第29項に係る本発明は、前記第1のクラッチは、前記減速プラネタリギヤに対して、前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されて構成される。

請求の範囲第30項に係る本発明は、前記第1のクラッチは、比較的低中速段にて係合するクラッチであるように構成される。

これにより、該第1のクラッチが比較的高速段や後進段などで解放された際に、特に該第1のクラッチと第2の回転要素とを接続する部材が比較的高回転又は逆転回転することになり、一方で減速回転出力手段から減速回転を伝達する連結部材が減速回転する場合や固定される場合が生じ、その回転数差が大きくなる場合があるが、該第1のクラッチはプラネタリギヤユニットを介して減速回転出力手段の反対側に位置するため、つまり比較的高回転又は逆転回転する部材と該減速回転出力手段の減速回転する部材（特に連結部材）とを分離して配置すること

ができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

請求の範囲第31項に係る本発明は、前記第2のクラッチは、後進段にて係合するクラッチであるように構成される。

これにより、該第2のクラッチが後進段で係合された際に、減速回転出力手段の減速回転する部材（特に連結部材）が逆転回転することになり、一方で該第2のクラッチの係合により該第2のクラッチと第3の回転要素とを接続する部材が入力軸の回転となる場合が生じ、その回転数差が大きくなる場合があるが、該第2のクラッチはプラネタリギヤユニットを介して減速回転出力手段の反対側に位置するため、つまり逆転回転する部材（特に連結部材）と入力軸の回転となる部材とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

請求の範囲第32項に係る本発明は、前記第1のクラッチは、内周側が前記第2の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合する第1のドラム部材と、該摩擦板を押圧する第1のピストン部材と、該第1のピストン部材の内周側及び外周側と該第1のドラム部材との間を液密状にシールすることにより形成される第1の油圧サーボ用油圧室と、を有し、前記第2のクラッチは、内周側が前記第3の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記第2の回転要素に連結する部材の内周側に配置される第2のドラム部材と、該摩擦板を押圧する第2のピストン部材と、該第2のピストン部材の内周側と前記入力軸との間、及び外周側と該第2のドラム部材との間を液密状にシールすることにより形成される第2の油圧サーボ用油圧室と、を有して構成される。

請求の範囲第33項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットと前記減速回転出力手段との前記軸方向における間に前記出力部材を配置して構成される。

これにより、出力部材を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輛に搭載する際に、出力部材を駆動車輪伝達機構に合

せて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輛であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輛の搭載性を向上することができる。

請求の範囲第32項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットと前記第2のクラッチとの前記軸方向における間に前記出力部材を配置して構成される。

これにより、プラネタリギヤユニットと減速回転出力手段とを更に近づけて配置することができ、連結部材を短くすることができる。

請求の範囲第34項に係る本発明は、前記減速回転出力手段は、ダブルピニオンプラネタリギヤからなる減速プラネタリギヤを有し、前記減速プラネタリギヤ及び前記プラネタリギヤユニット、出力部材は前記入力軸に同軸状に設けられて構成される。

請求の範囲第35項に係る本発明は、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に噛合するカウンタギヤであるように構成される。

図面の簡単な説明

第1図は第1の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第2図は第1の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第3図は第1の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第4図は第2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第5図は第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第6図は第3の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第7図は第3の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図、第8図は第4の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第9図は第4の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第10図は第4の実施の形態に係る自動変速機の世界速度線図である。

また、第11図は第5の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第12図は第6の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す

模式断面図、第 13 図は第 7 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 14 図は第 8 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 15 図は第 9 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 16 図は第 10 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 17 図は第 11 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 18 図は第 12 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 19 図は第 13 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 20 図は第 14 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。

また、第 21 図は第 15 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 22 図は第 15 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 23 図は第 15 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図、第 24 図は第 16 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 25 図は第 16 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 26 図は第 16 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図、第 27 図は第 17 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 28 図は第 17 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 29 図は第 17 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。

また、第 30 図は第 18 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 31 図は第 18 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 32 図は第 18 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図、第 33 図は第 19 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 34 図は第 19 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 35 図は第 19 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図、第 36 図は第 20 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 37 図は第 20 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 38 図は第 20 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。

また、第 39 図は第 21 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 40 図は第 22 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 41 図は第 23 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 42 図は第 24 の実施の形態に係る自動変速機の自動変

速機構を示す模式断面図、第43図は第25の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。

発明を実施するための最良の形態

<第1の実施の形態>

以下、本発明に係る第1の実施の形態について第1図乃至第3図に沿って説明する。第1図は第1の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第2図は第1の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第3図は第1の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。

本発明の第1の実施の形態に係る自動変速機は、第1図に示すような自動変速機構1₁を有しており、特にFF（フロントエンジン、フロントドライブ）車輻に用いて好適であって、不図示のハウジングケース及びミッションケース3からなるケースを有しており、該ハウジングケース内に不図示のトルクコンバータ、該ミッションケース3内に自動変速機構1₁、不図示のカウンタシャフト部（駆動車輪伝達機構）及びディファレンシャル部（駆動車輪伝達機構）が配置されている。

該トルクコンバータは、例えばエンジン（不図示）の出力軸と同軸上である自動変速機構1₁の入力軸2を中心とした軸上に配置されており、該自動変速機構1₁は、該エンジンの出力軸、即ち、該入力軸2を中心とした軸上に配置されている。また、上記カウンタシャフト部は、それら入力軸2と平行な軸上であるカウンタシャフト（不図示）上に配置されており、上記ディファレンシャル部は、該カウンタシャフトと平行な軸上に不図示の左右車軸を有する形で配置されている。

ついで、第1の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₁について第1図に沿って説明する。第1図に示すように、入力軸2上には、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤ（減速回轉出力手段）PRとを有している。該プラネタリギヤユニットPUは、4つの回轉要素としてサンギヤ（第2の回轉要素）S2、キャリア（第3の回轉要素）CR2、リングギヤ（第4の回轉要素）R3、及びサンギヤ（第1の回轉要素）S3を有し、該キャリアCR2が、サンギヤ

S 3 及びリングギヤ R 3 に嚙合するロングピニオン P L と、サンギヤ S 2 に嚙合するショートピニオン P S とを、互いに嚙合する形で有している、いわゆるラビニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤ P R は、キャリア C R 1 に、リングギヤ R 1 に嚙合するピニオン P b 及びサンギヤ S 1 に嚙合するピニオン P a を互いに嚙合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸 2 上には、内周側に、油圧サーボ 1 1、摩擦板 7 1、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 1 と、サンギヤ S 2 に連結されるハブ部材 2 2、を有する多板式クラッチ（第 1 のクラッチ）C 1 と、その外周側に、油圧サーボ 1 3、摩擦板 7 3、クラッチドラムを形成するドラム部材 2 5、を有する多板式クラッチ（第 3 のクラッチ）C 3 と、が配置されている。また、ドラム状部材 2 5 の外周側には、油圧サーボ 1 4、摩擦板 7 4、を有する多板式ブレーキ（第 1 のブレーキ）B 1 が配置されている。

該油圧サーボ 1 1 は、摩擦板 7 1 を押圧するためのピストン部材 b と、シリンダ部 e を有するドラム状部材 2 1 と、該ピストン部材 b と該シリンダ部 e との間にシールリング f、g によってシールされて形成される油圧サーボ用油圧室（以下、単に「油室」とする。）a と、該ピストン部材 b を該油室 a の方向に付勢するリターンスプリング c と、該リターンスプリング c の付勢を受け止めるリターンプレート d と、により構成されている。

なお、以下の説明において、各油圧サーボは、同様に油室 a、ピストン部材 b、リターンスプリング c、リターンプレート d、シリンダ部材 e、シールリング f、g により構成されているものとし、その説明を省略する。

該油圧サーボ 1 1 の油室 a は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 a と連通しており、該油路 2 a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 a の油路 9 1 に連通している。そして、該油路 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 1 に対しては、入力軸 2 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 a と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 8 1 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 1 の油室 a までの油路が構成されている。

また、上記油圧サーボ 1 3 の油室 a は、上記ボス部 3 a の油路 9 2 に連通しており、該油路 9 2 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 3 に対しては、ケース 3 のボス部 3 a とドラム状部材 2 5 との間をシールする 1 対のシールリング 8 0 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 3 の油室 a までの油路が構成されている。

上記入力軸 2 には、上記ドラム状部材 2 1 が接続されており、該ドラム状部材 2 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 1 によって係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 7 1 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 1 の摩擦板 7 1 の内周側がハブ部材 2 2 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 2 2 は、上記サンギヤ S 2 に接続されている。

また、上記ドラム状部材 2 5 は、上記ボス部 3 a に回転自在に支持されており、該ドラム状部材 2 5 の先端部外周側には、上記ブレーキ B 1 用油圧サーボ 1 4 により係止自在となっているブレーキ B 1 の摩擦板 7 4 がスプライン係合する形で配置されている。該ドラム状部材 2 5 の先端部内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 1 3 により係合自在となっているクラッチ C 3 の摩擦板 7 3 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 3 の摩擦板 7 3 の内周側には、リングギヤ R 1 がスプライン係合する形で接続されている。

また、キャリア CR 1 は、ピニオン P a 及びピニオン P b を有しており、該ピニオン P b は上記リングギヤ R 1 に噛合し、該ピニオン P a は、入力軸 2 に接続されたサンギヤ S 1 に噛合している。該キャリア CR 1 は、側板を介してケース 3 のボス部 3 a に固定されており、該リングギヤ R 1 は支持部材 2 6 によりボス部 3 a に回転自在に支持されている。

そして、上記ドラム状部材 2 5 には、クラッチ C 3 が係合した際にリングギヤ R 1 の回転を伝達する連結部材（以下、「伝達部材」ともいう。） 3 0 が接続されており、また、該伝達部材 3 0 の他方側には、上記プラネタリギヤユニット P U のサンギヤ S 3 が接続されている。

一方、入力軸 2 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 1 2、摩擦板 7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 3、キャリア CR 2 に連結されるハブ部材 2 4、を有する多板式クラッチ（第 2 のクラッチ） C 2 が配置されている。

該油圧サーボ 1 2 の油室 a は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 b と連通しており、該油路 2 b は、ケース 3 の、上記ボス部 3 a とは反対側の他端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 b の油路 9 3 に連通して、該油路 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 2 に対しては、入力軸 2 とドラム状部材 2 3 との間をシールする 1 対のシーリング 8 2 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 2 の油室 a までの油路が構成されている。

また、上記入力軸 2 上には、図中左方側において、ドラム状部材 2 3 が接続されており、該ドラム状部材 2 3 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 1 2 により係合自在となっているクラッチ C 2 の摩擦板 7 2 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 2 の摩擦板 7 2 の内周側には、ハブ部材 2 4 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 2 4 は、上記キャリア CR 2 の側板に接続されている。

一方、プラネタリギヤユニット P U の外周側には、油圧サーボ 1 5、摩擦板 7 5、ハブ部材 2 8 を有する多板式ブレーキ（第 2 のブレーキ）B 2 が配置されている。該プラネタリギヤユニット P U のキャリア CR 2 の側板には、上記ブレーキ B 2 の摩擦板 7 5 がスプライン係合している形のハブ部材 2 8 が接続されており、また、該ハブ部材 2 8 にはワンウェイクラッチ F 1 のインナーレースが接続されている。そして、該キャリア CR 2 のロングピニオン P L には、上記リングギヤ R 3 が噛合しており、該リングギヤ R 3 の一端には連結部材 2 7 が接続されて、該リングギヤ R 3 が該連結部材 2 7 を介してカウンタギヤ 5 に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側にプラネタリギヤ P R とクラッチ C 3 とが配置されていると共に、クラッチ C 1 が該軸方向一方側に配置され、軸方向他方側にクラッチ C 2 が配置されており、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にカウンタギヤ 5 が配置されている。更に、クラッチ C 3、特にその出力を伝達する伝達部材 3 0 の内周側に位置する形でクラッチ C 1 が配置されている。また、ブレーキ B 1 はプラネタリギヤ P R の外周側に、ブレーキ B 2 はプラネタリギヤユニット P U の外周側に、それ

ぞれ配置されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1₁ の作用について第 1 図、第 2 図及び第 3 図に沿って説明する。なお、第 3 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 3 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリア C R 2、リングギヤ R 3、サンギヤ S 2 に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤ P R の部分において、横方向最端部（第 3 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 1 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 1、キャリア C R 1 に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤ S 1、S 2、S 3 の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤ R 1、R 3 の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材 3 0 により回転が伝達されることを示している。

第 1 図に示すように、上記サンギヤ S 2 には、クラッチ C 1 が係合することにより入力軸 2 の回転が入力される。上記キャリア C R 2 には、クラッチ C 2 が係合することにより入力軸 2 の回転が入力されると共に、該キャリア C R 2 は、ブレーキ B 2 の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F 1 により一方向の回転が規制されている。また、サンギヤ S 3 は、ブレーキ B 1 の係止により回転が固定自在になっている。

一方、上記サンギヤ S 1 は、入力軸 2 に接続されており、該入力軸 2 の回転が入力され、また、上記キャリア C R 1 はケース 3 に接続されて回転が固定されており、それによってリングギヤ R 1 は減速回転する。また、クラッチ C 3 が係合することにより、該リングギヤ R 1 の減速回転がサンギヤ S 3 に入力される。

そして、上記リングギヤ R 3 の回転は、上記カウンタギヤ 5 に出力され、該カウンタギヤ 5、不図示のカウンタシャフト部及びディファレンシャル部を介して駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進 1 速段では、第 2 図に示すように、クラッチ C 1 及びワンウェイクラッチ F 1 が係合される。すると、第 3 図に示すように、クラッチ C 1 を介してサンギヤ S 2 に入力軸 2 の回転が入力されると共に、キ

キャリアCR2の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリアCR2の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転が、固定されたキャリアCR2を介してリングギヤR3に出力され、前進1速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキB2を係止してキャリアCR2を固定し、該キャリアCR2の正転回転を防止する形で、上記前進1速段の状態を維持する。また、該前進1速段では、ワンウェイクラッチF1によりキャリアCR2の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進1速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。

D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、第2図に示すように、クラッチC1が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりサンギヤS3が固定される。それにより、キャリアCR2が僅かに減速回転し、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転が、該減速回転のキャリアCR2を介してリングギヤR3に出力され、前進2速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第2図に示すように、クラッチC1及びクラッチC3が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2に入力軸2の回転が入力される。また、サンギヤS1に入力された入力軸2の回転と、固定されたキャリアCR1とによりリングギヤR1が減速回転し、該リングギヤR1の減速回転がクラッチC3、及び伝達部材30を介してサンギヤS3に出力される。すると、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、サンギヤS3の減速回転とによりキャリアCR2が、該サンギヤS3の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転が、該減速回転のキャリアCR2を介してリングギヤR3に出力され、前進3速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第2図に示すように、クラッチC1及びクラッチC2が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2と、クラッチC2を介してキャリアCR2とに入力軸2の回転が入力される。それにより、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転とにより、つまり直結回転の状態となってリングギヤR3に入力軸2の回転がそのまま出力され、前進4速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第2図に示すように、クラッチC2及びクラッチC3が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC2を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力される。また、サンギヤS1に入力された入力軸2の回転と、固定されたキャリアCR1とによりリングギヤR1が減速回転し、該リングギヤR1の減速回転がクラッチC3、及び上記伝達部材30を介してサンギヤS3に該減速回転が出力される。すると、サンギヤS3の減速回転と、入力軸2の回転が入力されたキャリアCR2とにより、増速回転となってリングギヤR3に出力され、前進5速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、上記前進3速段の状態と同様に、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第2図に示すように、クラッチC2が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC2を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりサンギヤS3が固定される。それにより、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転と固定されたサンギヤS3とにより、（上記前進5速段よりも大きな）増速回転となってリングギヤR3に出力され、前進6速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第2図に示すように、クラッチC3が係合され、ブレーキB2が係止される。すると、第3図に示すように、サンギヤS1に入力された入力軸2の回転と、固定されたキャリアCR1とによりリングギヤR1が減速回転し、該リングギヤR1の減速回転がクラッチC3、

及び上記伝達部材 30 を介してサンギヤ S 3 に該減速回転が出力される。また、ブレーキ B 2 の係止によりキャリヤ C R 2 が固定される。すると、サンギヤ S 3 の減速回転と固定されたキャリヤ C R 2 とにより、逆転回転としてリングギヤ R 3 に出力され、後進 1 速段としての逆転回転がカウンタギヤ 5 から出力される。なお、この際、上記前進 3 速段や前進 5 速段の状態と同様に、サンギヤ S 3 及びリングギヤ R 1 は減速回転しているので、上記伝達部材 30 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

P（パーキング）レンジ及び N（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチ C 1、クラッチ C 2 及びクラッチ C 3 が解放されており、入力軸 2 とカウンタギヤ 5 との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構 1₁ 全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1₁ によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に例えば 2 つのクラッチ C 1、C 2 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 30 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3 つのクラッチ C 1、C 2、C 3 をプラネタリギヤユニット P U の一方側に配置する場合に比して、それらクラッチ C 1、C 2、C 3 の油圧サーボ 11、12、13 に供給する油路（例えば 2 a、2 b、9 1、9 2、9 3）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ 11、12 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 8 1、8 2 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2 a、2 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 11、12 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 11、12 の油室 a に油を供給

することができる。更に、油圧サーボ13は、ケース3から延設されたボス部3aから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができる。即ち、1対のシールリング80を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11, 12, 13には、それぞれ1対のシールリング81, 82, 80を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC3の内周側に、クラッチC1を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC3を外周側に配置することができ、該クラッチC3及びその油圧サーボ13を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ13の油室aの受圧面積を大きくすることが可能となって、該クラッチC3のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC3に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC1を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

<第2の実施の形態>

以下、第1の実施の形態を一部変更した第2の実施の形態について第4図に沿

って説明する。第4図は第2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第2の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第4図に示すように、第2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₂は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、入力側と出力側とを逆にしたものである。また、前進1速段乃至前進6速段、及び後進1速段において、その作用は同様のものとなる（第2図及び第3図参照）。

これにより第1の実施の形態と同様に、本発明に係る自動変速機構1₂によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC1、C2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2、C3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、2b、91、92、93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11、12は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11、12との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11、12の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ13は、ケース3から延設されたボス部3aから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング80を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11、12、13には、それぞれ1対のシールリング81、82、80を設

けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 3の内周側に、クラッチC 1を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC 3を外周側に配置することができ、該クラッチC 3及びその油圧サーボ1 3を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ1 3の油室の受圧面積を大きくすることが可能となっており、該クラッチC 3のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC 3に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC 1を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₂は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

＜第3の実施の形態＞

以下、第1の実施の形態を一部変更した第3の実施の形態について第5図乃至第7図に沿って説明する。第5図は第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第6図は第3の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第7図は第3の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第3の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付し

て、その説明を省略する。

第5図に示すように、第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₃は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、プラネタリギヤPRと、クラッチC3との配置を変更したものである。

該自動変速機構1₃において、クラッチC3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPU側（図中左方側）に配置されている。該クラッチC3のドラム状部材25の先端部内周側は、摩擦板73にスプライン係合しており、該摩擦板73の内周側には、ハブ部材26がスプライン係合している。また、ドラム状部材25は、入力軸2に接続されており、ハブ部材26は、サンギヤS1に接続されている。

また、キャリアCR1は、その側板がケース3に固定支持されている。そして、リングギヤR1には伝達部材30が接続されており、該伝達部材30の外周側にはブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合していると共に、該伝達部材30がサンギヤS3に接続されている。

また、クラッチC3用油圧サーボ13の油室は、上記入力軸2に油路2aと二重構造となる形で形成されている油路2cと連通しており、該油路2cは、ケース3のボス部3aの油路92に連通している。そして、該油路92は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ11及び油圧サーボ13に対しては、入力軸2上に配置されているため、ケース3のボス部3aと入力軸2との間をシールするシールリング81を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ11及び油圧サーボ13の油室までの油路が構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₃の作用について第5図、第6図及び第7図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第7図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第7図中右方側）の縦軸はサンギヤS3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリアCR2、リングギヤR3、サンギヤS2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第7図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図

中左方側へ順に縦軸はリングギヤR 1、キャリアCR 1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS 1、S 2、S 3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR 1、R 3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材30により回転が伝達されることを示している。

第5図に示すように、クラッチC 3が係合することにより上記サンギヤS 1には、入力軸2の回転が入力される。また、上記キャリアCR 1は、ケース3に対して回転が固定されており、上記リングギヤR 1は、該サンギヤS 1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤS 3には、クラッチC 3が係合することにより、伝達部材30を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第6図及び第7図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、クラッチC 3が係合されることにより入力軸2の回転がサンギヤS 1に入力され、固定されたキャリアCR 1によりリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材30を介してサンギヤS 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びサンギヤS 3は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材30を介してサンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力され、また、クラッチC 3が解放されているため、第7図に示すように、サンギヤS 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と固定されたキャリアCR 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので（第2図及び第3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₃によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 1、C 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量

化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 2, 9 3）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3は入力軸2上に設けられているので、ケース3からシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 b, 2 cに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれシールリング8 1, 8 2を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、例えばクラッチC 3をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があり、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤPRのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1₃は、前進 4 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輦に搭載された際に、高車速で走行する車輦において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輦の静粛性に寄与することができる。

＜第 4 の実施の形態＞

以下、第 1 の実施の形態を一部変更した第 4 の実施の形態について第 8 図乃至第 10 図に沿って説明する。第 8 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 9 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 10 図は第 4 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 4 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 8 図に示すように、第 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₄は、第 1 の実施の形態の自動変速機構 1₁に対して（第 1 図参照）、クラッチ C 3 の代わりにブレーキ（第 3 のブレーキ）B 3 を配置し、プラネタリギヤ P R のキャリヤ C R 1 をブレーキ B 3 により固定自在にしたものである。

該自動変速機構 1₄において、ブレーキ B 3 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキ B 3 は、油圧サーボ 1 6、摩擦板 7 6、ハブ部材 3 3 を有している。

該ブレーキ B 3 のハブ部材 3 3 は、キャリヤ C R 1 の一方の側板に接続されており、該キャリヤ C R 1 は、入力軸 2 又はボス部 3 a に回転自在に支持されている。また、サンギヤ S 1 は入力軸 2 に接続されている。そして、リングギヤ R 1 の外周側にブレーキ B 1 の摩擦板 7 4 がスプライン係合していると共に、該リングギヤ R 1 には伝達部材 3 0 が接続されて、該伝達部材 3 0 を介してサンギヤ S 3 が接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1₄の作用について第 8 図、第 9 図及び第 10 図に沿って説明する。なお、上記第 1 の実施の形態と同様に、第 10 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプ

ラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第10図中右方側）の縦軸はサンギヤS3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリアCR2、リングギヤR2、サンギヤS2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第10図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR1、キャリアCR1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS1, S2, S3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR1, R3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材30により回転が伝達されることを示している。

第8図に示すように、ブレーキB3が係止することにより上記キャリアCR1は、ケース3に対して固定される。また、サンギヤS1には、入力軸2の回転が入力されており、上記リングギヤR1は、該キャリアCR1が固定されることにより、該サンギヤS1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤS3には、ブレーキB3が係合することにより、伝達部材30を介してリングギヤR1の減速回転が入力される。

すると、第9図及び第10図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、ブレーキB3が係止されることによりキャリアCR1が固定され、入力軸2の回転が入力されているサンギヤS1の回転によりリングギヤR3に減速回転が出力されて、伝達部材30を介してサンギヤS3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR1及びサンギヤS3は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材30を介してサンギヤS3の回転がリングギヤR1に入力され、ブレーキB3が解放されているため、第10図に示すように、キャリアCR1が、該リングギヤR1のそれぞれ変速段における回転と入力軸2の回転のサンギヤS1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので（第2図及び第3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₃によると、プラネタリギヤPR

及びクラッチC 1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 1, C 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3からシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2には、それぞれシールリング8 1, 8 2を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB 3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC 3を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB 3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるの

で、例えばクラッチC 3を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₄は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

<第5の実施の形態>

以下、第1の実施の形態を一部変更した第5の実施の形態について第11図に沿って説明する。第11図は第5の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第5の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第11図に示すように、第5の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₅は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、プラネタリギヤPRと、クラッチC 3との配置を変更し、更にブレーキB 3を配置して、プラネタリギヤPRのキャリアCR 1をブレーキB 3により固定自在にしたものである。

該自動変速機構1₅において、クラッチC 3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPU側（図中左方側）に配置されており、ブレーキB 3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該クラッチC 3のドラム状部材2 5の先端部内周側は、摩擦板7 3にスプライン係合しており、該摩擦板7 3の内周側には、ハブ部材2 6がスプライン係合している。また、ドラム状部材2 5は、入力軸2に接続されており、ハブ部材2 6は、サンギヤS 1に接続されている。

ブレーキB 3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキB 3は、油圧サーボ1 6、摩擦板7 6、ハブ部材3 3を有している。該ブレーキB 3のハブ部材3 3の外周側には、摩擦板7 6がスプライン係合していると共に、該ハブ部材3 3はキャリアCR 1の一方の側板に接続されており、該キャリアCR 1は、入力軸2又はボス

部 3 a に回転自在に支持されている。そして、リングギヤ R 1 の外周側にブレーキ B 1 の摩擦板 7 4 がスプライン係合していると共に、該リングギヤ R 1 には伝達部材 3 0 が接続されて、該伝達部材 3 0 を介してサンギヤ S 3 が接続されている。

また、クラッチ C 3 用油圧サーボ 1 3 の油室は、上記入力軸 2 に油路 2 a と二重構造となる形で形成されている油路 2 c と連通しており、該油路 2 c は、ケース 3 のボス部 3 a の油路 9 2 に連通している。そして、該油路 9 2 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 1 及び油圧サーボ 1 3 に対しては、入力軸 2 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 a と入力軸 2 との間をシールするシールリング 8 1 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 1 及び油圧サーボ 1 3 の油室までの油路が構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1 5 の作用について第 1 1 図、第 2 図及び第 3 図に沿って説明する。なお、本第 5 の実施の形態は、第 1 の実施の形態と同様であるので、第 1 の実施の形態で説明した係合表、及び速度線図（第 2 図及び第 3 図）に基づき説明する。

第 1 1 図に示すように、クラッチ C 3 が係合することにより上記サンギヤ S 1 には、入力軸 2 の回転が入力される。また、ブレーキ B 3 が係止することにより上記キャリア CR 1 は、ケース 3 に対して固定される。そのため、クラッチ C 3 が係合し、かつブレーキ B 3 が係止されると、上記リングギヤ R 1 は、該サンギヤ S 1 に入力される入力軸 2 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S 3 には、クラッチ C 3 の係合とブレーキ B 3 の係止とにより、伝達部材 3 0 を介してリングギヤ R 1 の減速回転が入力される。

すると、第 2 図及び第 3 図に示すように、プラネタリギヤ PR において、前進 3 速段、前進 5 速段、後進 1 速段では、クラッチ C 3 が係合されることにより入力軸 2 の回転がサンギヤ S 1 に入力され、また、ブレーキ B 3 が係止することによりキャリア CR 1 が固定され、それによってリングギヤ R 3 に減速回転が出力されて、伝達部材 3 0 を介してサンギヤ S 3 に減速回転が入力される。この際、リングギヤ R 1 及びサンギヤ S 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 3 0 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進 1 速段、前進 2 速段、前進

4速段、前進6速段では、伝達部材30を介してサンギヤS3の回転がリングギヤR1に入力されるが、クラッチC3及びブレーキB3が解放されているため、キャリアCR1及びサンギヤS1は自由回転状態となっている。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので（第2図及び第3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₅によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC1、C2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2、C3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、2b、91、92、93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11、12、13は入力軸2上に設けられているので、ケース3からシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2b、2cに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11、12、13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11、12、13の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ11、12、13には、それぞれシールリング81、82を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略

々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、例えばクラッチC3をリングギヤR1とサンギヤS3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があり、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS1との間に介在させることで、該クラッチC3による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤPRのリングギヤR1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC3をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₅は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

＜第6の実施の形態＞

以下、第1の実施の形態を一部変更した第6の実施の形態について第12図に沿って説明する。第12図は第6の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第6の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第12図に示すように、第6の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₆は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、クラッチC2を、プラネタリギヤユニットPUのプラネタリギヤPRが配置されている軸方向一方側に配置し、クラッチC1を軸方向他方側に配置し、つまりクラッチC1とクラッチC2との位置を入れ替えた形で配置したものである。

該自動変速機構1₆において、上記入力軸2上には、内周側に、油圧サーボ12、摩擦板72、クラッチドラムを形成するドラム状部材23と、サンギヤS2

に連結されるハブ部材 2 4、を有する多板式クラッチ C 2 と、その外周側に、油圧サーボ 1 3、摩擦板 7 3、クラッチドラムを形成するドラム部材 2 5、を有する多板式クラッチ C 3 と、が配置されている。また、ドラム状部材 2 5 の外周側には、油圧サーボ 1 4、摩擦板 7 4、を有する多板式ブレーキ B 1 が配置されている。

上記入力軸 2 には、上記ドラム状部材 2 3 が接続されており、該ドラム状部材 2 3 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 1 2 によって係合自在となっているクラッチ C 2 の摩擦板 7 2 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 2 の摩擦板 7 2 の内周側がハブ部材 2 4 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 2 4 は、上記キャリア C R 2 に接続されている。

一方、入力軸 2 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 1 1、摩擦板 7 1、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 1、サンギヤ S 2 に連結されるハブ部材 2 2、を有する多板式クラッチ C 1 が配置されている。

また、上記入力軸 2 上には、図中左方側において、ドラム状部材 2 1 が接続されており、該ドラム状部材 2 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 1 により係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 7 1 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 1 の摩擦板 7 1 の内周側には、ハブ部材 2 2 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 2 2 は、上記サンギヤ S 2 に接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1 の作用は、第 1 の実施の形態と同様であるので（第 2 図及び第 3 図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1 によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に例えば 2 つのクラッチ C 1、C 2 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 3 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量

化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができ、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 2, 9 3）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 3は、ケース3から延設されたボス部3 aから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 0を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 0を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 3の内周側に、クラッチC 2を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC 3を外周側に配置することができ、該クラッチC 3及びその油圧サーボ1 3を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ1 3の油室の受圧面積を大きくすることが可能となって、該クラッチC 3のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC 3に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC 2を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輛に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に

駆動源からの入力側を前方としたときの後方側)に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輛であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輛の搭載性を向上することができる。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり(第7図参照)、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₀は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

ところで、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材(特に伝達部材)は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転に係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動

変速機全体として径方向に大きくなってしまふ。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材 30 の内周側に容量の小さいクラッチ C2 を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

＜第 7 の実施の形態＞

以下、第 6 の実施の形態を一部変更した第 7 の実施の形態について第 13 図に沿って説明する。第 13 図は第 7 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 7 の実施の形態は、一部変更を除き、第 6 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 13 図に示すように、第 7 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₇ は、第 6 の実施の形態の自動変速機構 1₆ に対して（第 12 図参照）、プラネタリギヤ P R と、クラッチ C2 と、クラッチ C3 との配置を変更したものである。

該自動変速機構 1₇ において、クラッチ C2 及びクラッチ C3 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U の反対側（図中右方側）に配置されている。該クラッチ C3 のドラム状部材 25 の先端部内周側は、摩擦板 73 にスプライン係合しており、該摩擦板 73 の内周側には、ハブ部材 26 がスプライン係合している。ドラム状部材 25 は、入力軸 2 に接続されており、ハブ部材 26 は、プラネタリギヤ P R のサンギヤ S1 に接続されている。また、油圧サーボ 12、摩擦板 72、ドラム状部材 23、ハブ部材 24 を有するクラッチ C2 は、上記クラッチ C3 の内周側、即ちハブ部材 26 に内包される形で配置されている。

一方、プラネタリギヤ P R の外周側には、油圧サーボ 14、摩擦板 74、を有する多板式ブレーキ B1 が配置されている。該プラネタリギヤ P R のキャリア C R1 は、その側板がケース 3 に固定支持されている。そして、リングギヤ R1 には伝達部材 30 が接続され、該伝達部材 30 の外周側にはブレーキ B1 の摩擦板 74 がスプライン係合していると共に、該伝達部材 30 にはサンギヤ S3 が接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1₇ の作用は、第 3 の実施の形態と同様であ

るので（第6図及び第7図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構17によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC1、C2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2、C3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、2b、91、92、93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11、12は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11、12との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11、12の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ13は、ケース3から延設されたボス部3aから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング80を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11、12、13には、それぞれ1対のシールリング81、82、80を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができる。それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輛に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に

駆動源からの入力側を前方としたときの後方側)に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輛であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輛の搭載性を向上することができる。

また、クラッチC 1は、比較的low中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆回転することになり(第7図参照)、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、例えばクラッチC 3をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があるが、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤPRのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1 7は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニット

PUとを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチC2をプラネタリギヤPRに対してプラネタリギヤユニットPUの軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材30の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第8の実施の形態>

以下、第6の実施の形態を一部変更した第8の実施の形態について第14図に沿って説明する。第14図は第8の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第8の実施の形態は、一部変更を除き、第6の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第14図に示すように、第8の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₈は、第6の実施の形態の自動変速機構1₆に対して（第12図参照）、クラッチC2の配置を変更し、また、クラッチC3の代わりにブレーキB3を配置し、プラネタリギヤPRのキャリアCR1をブレーキB3により固定自在にしたものである。

該自動変速機構1₈において、ブレーキB3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキB3は、油圧サーボ16、摩擦板76、ハブ部材33を有している。また、油圧サーボ12、摩擦板72、ドラム状部材23、ハブ部材24を有するクラッチC2は、上記ブレーキB3の内周側、即ちハブ部材33に内包される形で配置されている。該ブレーキB3のハブ部材33は、キャリアCR1の一方の側板に接続されており、該キャリアCR1の他方の側板は、入力軸2に回転自在に支持されている。また、サンギヤS1はクラッチC2のドラム状部材24を介して入力軸2に接続されている。そして、リングギヤR1の外周側にブレーキB1の摩擦

板 7 4 がスプライン係合していると共に、該リングギヤ R 1 には伝達部材 3 0 が接続されて、該伝達部材 3 0 を介してサンギヤ S 3 が接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1 8 の作用は、第 4 の実施の形態と同様であるので（第 9 図及び第 1 0 図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1 8 によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に例えば 2 つのクラッチ C 1 , C 2 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 3 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ 1 1 , 1 2 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 からシールリング 8 1 , 8 2 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2 a , 2 b に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 1 1 , 1 2 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 1 1 , 1 2 の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ 1 1 , 1 2 には、それぞれシールリング 8 1 , 8 2 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ P R との軸方向における間にカウンタギヤ 5 を配置するので、カウンタギヤ 5 を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ 5 を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特に F F 車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することが

できる。

また、クラッチC 1は、比較的low中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第10図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB 3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC 3を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB 3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC 3を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₀は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速

プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチC 2をプラネタリギヤPRに対してプラネタリギヤユニットPUの軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材30の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第9の実施の形態>

以下、第1の実施の形態を一部変更した第9の実施の形態について第15図に沿って説明する。第15図は第9の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第9の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第15図に示すように、第9の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₉は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、クラッチC 2を、プラネタリギヤユニットPUのプラネタリギヤPRが配置されている軸方向一方側に配置し、クラッチC 1とカウンタギヤ5を軸方向他方側に配置し、つまりクラッチC 1とクラッチC 2との位置を入れ替え、更にプラネタリギヤPR、クラッチC 3、及びブレーキB 1を、プラネタリギヤユニットPUに対してカウンタギヤ5の反対側に配置したものである。

該自動変速機構1₉において、上記入力軸2上には、内周側に、油圧サーボ11、摩擦板71、クラッチドラムを形成するドラム状部材21と、サンギヤS 2に連結されるハブ部材22、を有する多板式クラッチC 1が配置されている。

該油圧サーボ11の油室は、上記入力軸2に形成されている油路2aと連通しており、該油路2aは、ケース3の一端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3aの油路91に連通している。そして、該油路91は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ11に対しては、入力軸2上に配置されているため、ケース3のボス部3aと入力軸2との間をシールする1対のシールリング81を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ11の油室までの油路が構成されている。

上記入力軸 2 には、上記ドラム状部材 2 1 が接続されており、該ドラム状部材 2 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 1 によって係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 7 1 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 1 の摩擦板 7 1 の内周側がハブ部材 2 2 にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材 2 2 は、上記サンギヤ S 2 に接続されている。

一方、入力軸 2 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 1 2、摩擦板 7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 3、キャリア C R 2 に連結されるハブ部材 2 4、を有する多板式クラッチ C 2 が配置されており、その外周側に、油圧サーボ 1 3、摩擦板 7 3、クラッチドラムを形成するドラム部材 2 5、を有する多板式クラッチ C 3 が配置されている。更に、ドラム状部材 2 5 の外周側には、油圧サーボ 1 4、摩擦板 7 4、を有する多板式ブレーキ B 1 が配置されている。

該油圧サーボ 1 2 の油室は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 b と連通しており、該油路 2 b は、ケース 3 の、上記ボス部 3 a とは反対側の他端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 b の油路 9 3 に連通して、該油路 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 2 に対しては、ケース 3 のボス部 3 b と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 8 2 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 2 の油室までの油路が構成されている。

また、上記油圧サーボ 1 3 の油室は、上記ボス部 3 b の油路 9 4 に連通しており、該油路 9 4 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 3 に対しては、ケース 3 のボス部 3 b とドラム状部材 2 5 との間をシールする 1 対のシールリング 8 4 によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 3 の油室までの油路が構成されている。

また、上記入力軸 2 上には、図中左方側において、ドラム状部材 2 3 が接続されており、該ドラム状部材 2 3 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 1 2 により係合自在となっているクラッチ C 2 の摩擦板 7 2 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 2 の摩擦板 7 2 の内周側には、ハブ部材 2 4 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 2 4 は、上記キャリア C R 2 に接続されている。

上記ドラム状部材 2 5 は、上記ボス部 3 b に回転自在に支持されており、該ドラム状部材 2 5 の先端部外周側には、上記ブレーキ B 1 用油圧サーボ 1 4 により係止自在となっているブレーキ B 1 の摩擦板 7 4 がスプライン係合する形で配置されている。該ドラム状部材 2 5 の先端部内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 1 3 により係合自在となっているクラッチ C 3 の摩擦板 7 3 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 3 の摩擦版 7 3 の内周側には、リングギヤ R 1 がスプライン係合する形で接続されている。

また、キャリア C R 1 は、ピニオン P a 及びピニオン P b を有しており、該ピニオン P b は上記リングギヤ R 1 に噛合し、該ピニオン P a は、入力軸 2 に接続されたサンギヤ S 1 に噛合している。該キャリア C R 1 は、側板を介してケース 3 のボス部 3 b に固定されており、該リングギヤ R 1 は支持部材 2 6 によりボス部 3 b に回転自在に支持されている。

そして、上記ドラム状部材 2 5 には、クラッチ C 3 が係合した際にリングギヤ R 1 の回転を伝達する伝達部材 3 0 が接続されており、また、該伝達部材 3 0 の他方側には、上記プラネタリギヤユニット P U のサンギヤ S 3 が接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1 9 の作用は、第 1 の実施の形態と同様であるので（第 2 図及び第 3 図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1 9 によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に例えば 2 つのクラッチ C 1 , C 2 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 3 0 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3 つのクラッチ C 1 , C 2 , C 3 をプラネタリギヤユニット P U の一方側に配置する場合に比して、それらクラッチ C 1 , C 2 ,

C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 3, 9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 3は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 4を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 4を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 3の内周側に、クラッチC 2を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC 3を外周側に配置することができ、該クラッチC 3及びその油圧サーボ1 3を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ1 3の油室の受圧面積を大きくすることが可能となって、該クラッチC 3のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC 3に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC 2を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットP Uを介してプラネタリギヤP Rの反対側に位

置するため、つまりハブ部材 22 と伝達部材 30 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 19 は、前進 4 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、プラネタリギヤ PR とプラネタリギヤユニット PU とを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転を係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材 30 の内周側に容量の小さいクラッチ C2 を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

<第 10 の実施の形態>

以下、第 9 の実施の形態を一部変更した第 10 の実施の形態について第 16 図に沿って説明する。第 16 図は第 10 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 10 の実施の形態は、一部変更を除き、第 9 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 16 図に示すように、第 10 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構

1₁₀は、第9の実施の形態の自動変速機構1₉に対して（第15図参照）、プラネタリギヤPRと、クラッチC3との配置を変更したものである。

該自動変速機構1₁₀において、クラッチC3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUの反対側（図中左方側）に配置されている。該クラッチC3のドラム状部材25の先端部内周側は、摩擦板73にスプライン係合しており、該摩擦板73の内周側には、ハブ部材26がスプライン係合している。ドラム状部材25は、入力軸2に接続されており、ハブ部材26は、サンギヤS1に接続されている。また、油圧サーボ12、摩擦板72、ドラム状部材23、ハブ部材24を有するクラッチC2は、上記クラッチC3の内周側、即ちハブ部材26に内包される形で配置されている。

一方、プラネタリギヤPRの外周側には、油圧サーボ14、摩擦板74、を有する多板式ブレーキB1が配置されている。該プラネタリギヤPRのキャリヤCR1は、その側板がケース3に固定支持されている。そして、リングギヤR1には伝達部材30が接続されており、該伝達部材30の外周側にはブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合していると共に、該伝達部材30がサンギヤS3に接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構1₁₀の作用は、第3の実施の形態と同様であるので（第6図及び第7図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₁₀によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC1、C2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2

、C 3の油圧サーボ1 1、1 2、1 3に供給する油路（例えば2 a、2 b、9 1、9 3、9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1、1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1、8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a、2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1、1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1、1 2の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 3は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 4を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1、1 2、1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1、8 2、8 4を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第7図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットP Uを介してプラネタリギヤP Rの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、例えばクラッチC 3をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があるが、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤP RのリングギヤR 1から出力され

る減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1₁₀は、前進 4 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチC 2をプラネタリギヤPRに対してプラネタリギヤユニットPUの軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材 3 0の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第 1 1 の実施の形態>

以下、第 9 の実施の形態を一部変更した第 1 1 の実施の形態について第 1 7 図に沿って説明する。第 1 7 図は第 1 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 1 1 の実施の形態は、一部変更を除き、第 9 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 1 7 図に示すように、第 1 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₁₁は、第 9 の実施の形態の自動変速機構 1₉に対して（第 1 5 図参照）、クラッチC 2の配置を変更し、また、クラッチC 3の代わりにブレーキB 3を配置し、プラネタリギヤPRのキャリアCR 1をブレーキB 3により固定自在にしたものである。

該自動変速機構 1₁₁において、ブレーキB 3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中左方側）に配置されている。該ブレーキB 3は、油圧サーボ1 6、摩擦板7 6、ハブ部材3 3を有している。また、油圧サーボ1 2、摩擦板7 2ドラム状部材2 3、ハブ部材2 4を有するクラッチC 2は、上記ブレーキB 3の内周側、即ちハブ部材3 3に内包される形で配置されている。該ブレーキB 3のハブ部材3 3は、キャリアCR 1の一方の側板に接続されており、該キャリアCR 1の他方の側板は、入力軸2に回転自在に支持されている。また、サンギヤS 1はクラッチC 2のドラム状部材2 3を介して入力軸2に接続されている。そして、リングギヤR 1の外周側にブレーキB 1の摩擦板7 4がスプライン係合していると共に、該リングギヤR 1には伝達部材3 0が接続されて、該伝達部材3 0を介してサンギヤS 3が接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1₁₁の作用は、第4の実施の形態と同様であるので（第9図及び第10図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1₁₁によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 1、C 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材3 0を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ1 1、1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3からシールリング8 1、8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a、2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1、1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1、1 2の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1、1 2には、それぞれシールリング8 1、8 2を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最

小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 1は、比較的low中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆回転することになり（第10図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB 3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC 3を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB 3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC 3を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₁は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを

増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチC 2をプラネタリギヤP Rに対してプラネタリギヤユニットP Uの軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材3 0の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

＜第1 2の実施の形態＞

以下、第1の実施の形態を一部変更した第1 2の実施の形態について第1 8図に沿って説明する。第1 8図は第1 2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第1 2の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第1 8図に示すように、第1 2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₁₂は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、プラネタリギヤP R、クラッチC 3、及びブレーキB 1を、プラネタリギヤユニットP Uに対してカウンタギヤ5の反対側（図中左方側）に配置したものである。

該自動変速機構1₁₂において、上記入力軸2上には、内周側に、油圧サーボ1 2、摩擦板7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 3と、サンギヤS 2に連結されるハブ部材2 4、を有する多板式クラッチC 2が配置されている。

該油圧サーボ1 2の油室は、上記入力軸2に形成されている油路2 aと連通しており、該油路2 aは、ケース3の一端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3 aの油路9 1に連通している。そして、該油路9 1は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 2に対しては、入力軸2上に配置されているため、ケース3のボス部3 aと入力軸2との間をシールする1対のシールリング8 1を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 2の油室までの油路が構成されている。

上記入力軸2には、上記ドラム状部材2 3が接続されており、該ドラム状部材2 3の先端部内周側には、クラッチC 2用油圧サーボ1 2によって係合自在とな

っているクラッチC 2の摩擦板7 2がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチC 2の摩擦板7 2の内周側がハブ部材2 4にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材2 4は、上記キャリヤCR 2に接続されている。

一方、入力軸2の他端上（図中左方）には、油圧サーボ1 1、摩擦板7 1、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 1、サンギヤS 2に連結されるハブ部材2 2、を有する多板式クラッチC 1が配置されており、その外周側に、油圧サーボ1 3、摩擦板7 3、クラッチドラムを形成するドラム部材2 5、を有する多板式クラッチC 3が配置されている。更に、ドラム状部材2 5の外周側には、油圧サーボ1 4、摩擦板7 4、を有する多板式ブレーキB 1が配置されている。

該油圧サーボ1 1の油室は、上記入力軸2に形成されている油路2 bと連通しており、該油路2 bは、ケース3の、上記ボス部3 aとは反対側の他端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3 bの油路9 3に連通して、該油路9 3は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 1に対しては、ケース3のボス部3 bと入力軸2との間をシールする1対のシールリング8 2を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 1の油室までの油路が構成されている。

また、上記油圧サーボ1 3の油室は、上記ボス部3 bの油路9 4に連通しており、該油路9 4は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 3に対しては、ケース3のボス部3 bとドラム状部材2 5との間をシールする1対のシールリング8 4によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 3の油室までの油路が構成されている。

また、上記入力軸2上には、図中左方側において、ドラム状部材2 1が接続されており、該ドラム状部材2 1の先端部内周側には、クラッチC 1用油圧サーボ1 1により係合自在となっているクラッチC 1の摩擦板7 1がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC 1の摩擦板7 1の内周側には、ハブ部材2 2がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材2 2は、上記サンギヤS 2に接続されている。

上記ドラム状部材2 5は、上記ボス部3 bに回転自在に支持されており、該ド

ラム状部材 25 の先端部外周側には、上記ブレーキ B 1 用油圧サーボ 14 により係止自在となっているブレーキ B 1 の摩擦板 74 がスプライン係合する形で配置されている。該ドラム状部材 25 の先端部内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 13 により係合自在となっているクラッチ C 3 の摩擦板 73 がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチ C 3 の摩擦版 73 の内周側には、リングギヤ R 1 がスプライン係合する形で接続されている。

また、キャリア CR 1 は、ピニオン P a 及びピニオン P b を有しており、該ピニオン P b は上記リングギヤ R 1 に嚙合し、該ピニオン P a は、入力軸 2 に接続されたサンギヤ S 1 に嚙合している。該キャリア CR 1 は、側板を介してケース 3 のボス部 3 b に固定されており、該リングギヤ R 1 は支持部材 26 によりボス部 3 b に回転自在に支持されている。

そして、上記ドラム状部材 25 には、クラッチ C 3 が係合した際にリングギヤ R 1 の回転を伝達する伝達部材 30 が接続されており、また、該伝達部材 30 の他方側には、上記プラネタリギヤユニット P U のサンギヤ S 3 が接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1₁₂ の作用は、第 1 の実施の形態と同様であるので（第 2 図及び第 3 図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1₁₂ によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に例えば 2 つのクラッチ C 1, C 2 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 30 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3 つのクラッチ C 1, C 2, C 3 をプラネタリギヤユニット P U の一方側に配置する場合に比して、それらクラッチ C 1, C 2, C 3 の油圧サーボ 11, 12, 13 に供給する油路（例えば 2 a, 2 b, 9 1

、 93、 94) の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ 11、 12 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 81、 82 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2a、 2b に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 11、 12 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 11、 12 の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 13 は、ケース 3 から延設されたボス部 3b から、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 84 を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 11、 12、 13 には、それぞれ 1 対のシールリング 81、 82、 84 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチ C3 の内周側に、クラッチ C1 を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチ C3 を外周側に配置することができ、該クラッチ C3 及びその油圧サーボ 13 を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ 13 の油室の受圧面積を大きくすることが可能となつて、該クラッチ C3 のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチ C3 に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチ C1 を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1₁₂ は、前進 4 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

＜第 13 の実施の形態＞

以下、第 12 の実施の形態を一部変更した第 13 の実施の形態について第 19 図に沿って説明する。第 19 図は第 13 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 13 の実施の形態は、一部変更を除き

、第12の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第19図に示すように、第13の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1_{13} は、第12の実施の形態の自動変速機構 1_{12} に対して（第18図参照）、プラネタリギヤPRと、クラッチC1と、クラッチC3との配置を変更したものである。

該自動変速機構 1_{13} において、クラッチC1及びクラッチC3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUの反対側（図中左方側）に配置されている。該クラッチC3のドラム状部材25の先端部内周側は、摩擦板73にスプライン係合しており、該摩擦板73の内周側には、ハブ部材26がスプライン係合している。ドラム状部材25は、入力軸2に接続されており、ハブ部材26は、サンギヤS1に接続されている。また、油圧サーボ11、摩擦板71、ドラム状部材21、ハブ部材22を有するクラッチC1は、上記クラッチC3の内周側、即ちハブ部材26に内包される形で配置されている。

一方、プラネタリギヤPRの外周側には、油圧サーボ14、摩擦板74、を有する多板式ブレーキB1が配置されている。該プラネタリギヤPRのキャリアCR1は、その側板がケース3に固定支持されている。そして、リングギヤR1には伝達部材30が接続されており、該伝達部材30の外周側にはブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合していると共に、該伝達部材30がサンギヤS3に接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1_{10} の作用は、第3の実施の形態と同様であるので（第6図及び第7図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1_{13} によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC1、C2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることが

できるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 3, 9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 3は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 4を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 4を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 3の内周側に、クラッチC 1を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC 3を外周側に配置することができ、該クラッチC 3及びその油圧サーボ1 3を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ1 3の油室の受圧面積を大きくすることが可能となつて、該クラッチC 3のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC 3に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC 1を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

また、例えばクラッチC 3をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があり、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤPRのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、そ

れにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1_{13} は、前進 4 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輦に搭載された際に、高車速で走行する車輦において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輦の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチ C 1 をプラネタリギヤ P R に対してプラネタリギヤユニット P U の軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材 3 0 の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第 1 4 の実施の形態>

以下、第 1 2 の実施の形態を一部変更した第 1 4 の実施の形態について第 2 0 図に沿って説明する。第 2 0 図は第 1 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 1 4 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1 2 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 2 0 図に示すように、第 1 4 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1_{14} は、第 1 2 の実施の形態の自動変速機構 1_{12} に対して（第 1 8 図参照）、クラッチ C 2 の配置を変更し、また、クラッチ C 3 の代わりにブレーキ B 3 を配置し、プラネタリギヤ P R のキャリア C R 1 をブレーキ B 3 により固定自在にしたものである。

該自動変速機構 1_{14} において、ブレーキ B 3 は、プラネタリギヤ P R の、プ

ラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中左方側）に配置されている。該ブレーキB3は、油圧サーボ16、摩擦板76、ハブ部材33を有している。また、油圧サーボ11、摩擦板71、ドラム状部材21、ハブ部材22を有するクラッチC1は、上記ブレーキB3の内周側、即ちハブ部材33に内包される形で配置されている。該ブレーキB3のハブ部材33は、キャリアCR1の一方の側板に接続されており、該キャリアCR1の他方の側板は、入力軸2に回転自在に支持されている。また、サンギヤS1はクラッチC1のドラム状部材21を介して入力軸2に接続されている。そして、リングギヤR1の外周側にブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合していると共に、該リングギヤR1には伝達部材30が接続されて、該伝達部材30を介してサンギヤS3が接続されている。

以上の構成に基づく自動変速機構1₁₄の作用は、第4の実施の形態と同様であるので（第9図及び第10図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₁₄によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC1、C2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2の油圧サーボ11、12に供給する油路（例えば2a、2b、91、93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11、12は入力軸2上に設けられているので、ケース3からシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11、12との間にシ

ールリングを設けることなく、油圧サーボ11、12の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ11、12には、それぞれシールリング81、82を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC3を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC3を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₄は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチC1をプラネタリギヤPRに対してプラネタリギヤユニットPUの軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材30の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第15の実施の形態>

以下、第1乃至第14の実施の形態を一部変更した第15の実施の形態について第21図乃至第23図に沿って説明する。第21図は第15の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第22図は第15の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第23図は第15の実施の形態に係る自動変速機の速度線図である。なお、第15の実施の形態は、変更部分を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第21図に示すように、第15の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₁₅は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁と同様に、入力軸2上に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとを有している。該プラネタリギヤユニットPUは、第1シンプルプラネタリギヤSP2と第2シンプルプラネタリギヤSP3とにより構成されており、4つの回転要素として、連結されているサンギヤS2及びサンギヤS3、連結されているキャリアCR3及びリングギヤR2、リングギヤR3、キャリアCR2を有している、いわゆるシンプソン型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤPRは、キャリアCR1に、リングギヤR1に嚙合するピニオンP1b及びサンギヤS1に嚙合するピニオンP1aを互いに嚙合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸2上には、油圧サーボ11、摩擦板71、クラッチドラムを形成するドラム状部材121、ハブ部材122、を有する多板式クラッチC1が配置されている。該油圧サーボ11の油室は、ケース3の一端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3aの油路91に連通しており、該油路91は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ11に対しては、ケース3のボス部3aとドラム状部材121との間をシールする1対のシールリング81を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ11の油室までの油路が構成されている。

上記入力軸2には、上記ドラム状部材121が接続されている。該ドラム状部材121の先端部内周側には、クラッチC1用油圧サーボ11によって係合自在となっているクラッチC1の摩擦板71がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチC1の摩擦板71の内周側がハブ部材122にスプライン係合す

る形で接続されている。そして、該ハブ部材 1 2 2 は、上記サンギヤ S 2 に接続されている。

一方、入力軸 2 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 1 2、摩擦板 7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材 1 2 3、上記キャリヤ C R 3 に接続されているハブ部材 1 2 4、を有する多板式クラッチ C 2 が配置されている。その外周側に、油圧サーボ 1 3、摩擦板 7 3、クラッチドラムを形成するドラム部材 1 2 5、を有する多板式クラッチ C 3 が配置されている。更に、ドラム状部材 1 2 5 の外周側には、油圧サーボ 1 4、摩擦板 7 4、を有する多板式ブレーキ B 1 が配置されている。

該油圧サーボ 1 2 の油室は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 b と連通しており、該油路 2 b は、ケース 3 の、上記ボス部 3 a とは反対側の他端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 b の油路 9 3 に連通して、該油路 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 2 に対しては、入力軸 2 とドラム状部材 2 3 との間をシールする 1 対のシールリング 8 2 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 2 の油室までの油路が構成されている。

また、上記油圧サーボ 1 3 の油室は、上記ボス部 3 b の油路 9 4 に連通しており、該油路 9 4 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 3 に対しては、ケース 3 のボス部 3 b とドラム状部材 1 2 5 との間をシールする 1 対のシールリング 8 4 によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 3 の油室までの油路が構成されている。

また、上記入力軸 2 上には、図中左方側において、ドラム状部材 1 2 3 が接続されており、該ドラム状部材 1 2 3 の先端部内周側には、クラッチ C 2 用油圧サーボ 1 2 により係合自在となっているクラッチ C 2 の摩擦板 7 2 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 2 の摩擦板 7 2 の内周側には、ハブ部材 1 2 4 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 1 2 4 は、上記キャリヤ C R 3 に接続されている。

上記ドラム状部材 1 2 5 は、上記ボス部 3 b に回転自在に支持されており、該ドラム状部材 1 2 5 の先端部外周側には、上記ブレーキ B 1 用油圧サーボ 1 4 に

より係止自在となっているブレーキB 1の摩擦板7 4がスプライン係合する形で配置されている。該ドラム状部材1 2 5の先端部内周側には、クラッチC 3用油圧サーボ1 3により係合自在となっているクラッチC 3の摩擦板7 3がスプライン係合する形で配置されており、該クラッチC 3の摩擦版7 3の内周側には、リングギヤR 1がスプライン係合する形で接続されている。

また、キャリアCR 1は、ピニオンP 1 a及びピニオンP 1 bを有しており、該ピニオンP 1 bは上記リングギヤR 1に噛合し、該ピニオンP 1 aは、入力軸2に接続されたサンギヤS 1に噛合している。該キャリアCR 1は、側板を介してケース3のボス部3 bに固定されており、該リングギヤR 1は支持部材1 2 6によりボス部3 bに回転自在に支持されている。

そして、上記ドラム状部材1 2 5には、クラッチC 3が係合した際にリングギヤR 1の回転を伝達する伝達部材1 3 0が接続されており、また、該伝達部材1 3 0の他方側には、上記プラネタリギヤユニットPUの第2シンプルプラネタリギヤSP 3のリングギヤR 3が接続されている。

一方、第1シンプルプラネタリギヤSP 2の外周側には、ワンウェイクラッチF 1が配設されており、該ワンウェイクラッチF 1のインナーレースが、第1シンプルプラネタリギヤSP 1のリングギヤR 2に接続されているハブ部材1 2 8に接続されている。また、該リングギヤR 2の外周側には、油圧サーボ1 5、摩擦板7 5を有するブレーキB 2が配設されており、該摩擦板7 5の内周側がリングギヤR 2及びハブ部材1 2 8にスプライン係合していると共に、該摩擦板7 5の外周側がケース3の内周側にスプライン係合して、つまりブレーキB 2によって該リングギヤR 2が係止自在となっている。

また、上記リングギヤR 3の内周側には、側板に支持されたピニオンP 3を有しているキャリアCR 3が、該ピニオンP 3を介して噛合しており、該キャリアCR 3は、該ピニオンP 3を介して上記サンギヤS 3に噛合していると共に、リングギヤR 2連結されている。更に、上記リングギヤR 2の内周側には、側板に支持されたピニオンP 2を有しているキャリアCR 2が、該ピニオンP 2を介して噛合しており、該キャリアCR 2は、該ピニオンP 2を介して上記サンギヤS 2に噛合している。そして、該キャリアCR 2は、該側板1 2 7を介してカウ

タギヤ5に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側にプラネタリギヤPRとクラッチC3とが配置されていると共に、クラッチC2が該軸方向一方側に配置され、軸方向他方側にクラッチC1が配置されており、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）にカウンタギヤ5が配置されている。更に、クラッチC3、特にその出力を伝達する伝達部材130の内周側に位置する形でクラッチC2が配置されている。また、ブレーキB1はプラネタリギヤPRの外周側に、ブレーキB2はプラネタリギヤユニットPUの外周側に、それぞれ配置されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₁₅の作用について第21図、第22図及び第23図に沿って説明する。なお、第23図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第23図中右方側）の縦軸はリングギヤR3に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR2及びキャリアCR3、キャリアCR2、サンギヤS2及びサンギヤS3に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第23図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR1、キャリアCR1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS1、S2、S3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR1、R3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材130により回転が伝達されることを示している。

第21図に示すように、上記サンギヤS2及びサンギヤS3には、クラッチC1が係合することにより入力軸2の回転が入力される。上記キャリアCR3及びリングギヤR2には、クラッチC2が係合することにより入力軸2の回転が入力されると共に、該キャリアCR3及びリングギヤR2は、ブレーキB2の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチF1により一方の回転が規制されている。

一方、上記サンギヤS1には、入力軸2の回転が入力され、上記キャリアCR

1は、ケース3に対して回転が固定されており、上記リングギヤR1は、該キャリアCR1を介して該サンギヤS1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。上記リングギヤR3には、クラッチC3が係合することにより、伝達部材130を介してリングギヤR1の減速回転が入力される。また、該リングギヤR3は、ブレーキB1の係止により回転が固定自在となっている。そして、上記キャリアCR2の回転は、上記カウンタギヤ5に出力され、該カウンタギヤ5、不図示のカウンタシャフト部及びディファレンシャル部を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進1速段では、第22図に示すように、クラッチC1及びワンウェイクラッチF1が係合される。すると、第23図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2及びサンギヤS3に入力軸2の回転が入力されると共に、キャリアCR3及びリングギヤR2の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりリングギヤR2の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、固定されたリングギヤR2とによりキャリアCR2に減速回転が出力され、前進1速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

なお、この際、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸2の回転が入力されるサンギヤS1と固定されたキャリアCR1によりリングギヤR3に減速回転が出力されるが、クラッチC3が解放されているため、特に伝達部材130にはトルク伝達が行われず。また、エンジンブレーキ時（コースト時）には、ブレーキB2を係止してリングギヤR2を固定し、該リングギヤR2の正転回転を防止する形で、上記前進1速段の状態を維持する。

なお、該前進1速段では、ワンウェイクラッチF1によりリングギヤR2の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1速段の達成を、ワンウェイクラッチF1の自動係合により滑らかに行うことができる。

D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、第22図に示すように、クラッチC1ブレーキB1が係合される。すると、第23図に示すように、クラッチC1を介してサンギヤS2及びサンギヤS3に入力軸2の回転が入力されると共

に、リングギヤR 3の回転が固定された状態になる。そして、サンギヤS 3に入力された入力軸2の回転と、固定されたリングギヤR 3とによりキャリアCR 3及びリングギヤR 2に減速回転が出力され、サンギヤS 2に入力された入力軸2の回転と、該リングギヤR 2に入力された減速回転とによりキャリアCR 2に上記前進1速段よりも大きな減速回転が出力され、前進2速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

なお、この際も、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸2の回転が入力されるサンギヤS 1と固定されたキャリアCR 1によりリングギヤR 3に減速回転が出力されるが、クラッチC 3が解放されているため、特に伝達部材130にはトルク伝達が行われない。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第22図に示すように、クラッチC 1及びクラッチC 3が係合される。すると、第23図に示すように、サンギヤS 1に入力軸2の回転が入力され、固定されたキャリアCR 1によりリングギヤR 1が減速回転する。また、クラッチC 3の係合により、上記伝達部材130を介してリングギヤR 3に該リングギヤR 1の減速回転が入力される。一方、サンギヤS 3には、入力軸2の回転が入力され、該サンギヤS 3に入力された入力軸2の回転と、リングギヤR 3の減速回転とによりキャリアCR 3及びリングギヤR 2に僅かに大きな減速回転が出力され、サンギヤS 2に入力された入力軸2の回転と、該リングギヤR 2に入力された僅かに大きな減速回転とによりキャリアCR 2に上記前進2速段よりも大きな減速回転が出力され、前進3速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、リングギヤR 1及びリングギヤR 3は減速回転しているので、上記伝達部材130は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第22図に示すように、クラッチC 1及びクラッチC 2が係合される。すると、第23図に示すように、クラッチC 1を介してサンギヤS 2及びサンギヤS 3と、クラッチC 2を介してキャリアCR 3及びリングギヤR 2とに入力軸2の回転が入力される。それにより、サンギヤS 2に入力された入力軸2の回転と、リングギヤR 2に入力された入力軸2の回転とにより、つまり直結回転の状態となってキャリアCR 2に入力軸2

の回転がそのまま出力され、前進4速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸2の回転が入力されるサンギヤS1と固定されたキャリアCR1によりリングギヤR3に減速回転が出力されるが、クラッチC3が解放されているため、特に伝達部材130にはトルク伝達が行われない。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第22図に示すように、クラッチC2及びクラッチC3が係合される。すると、第23図に示すように、サンギヤS1に入力軸2の回転が入力され、固定されたキャリアCR1によりリングギヤR1が減速回転する。また、クラッチC3の係合により、上記伝達部材130を介してリングギヤR3に該リングギヤR1の減速回転が入力される。一方、キャリアCR3及びリングギヤR2には、入力軸2の回転が入力され、該キャリアCR3に入力された入力軸2の回転と、リングギヤR3の減速回転とによりサンギヤS3及びサンギヤS3に増速回転が出力される。そして、リングギヤR2に入力された入力軸2の回転と、該サンギヤS2に入力された増速回転とによりキャリアCR2に増速回転が出力され、前進5速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、上記前進3速段の状態と同様に、リングギヤR1及びリングギヤR3は減速回転しているので、上記伝達部材130は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第22図に示すように、クラッチC2が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第23図に示すように、クラッチC2を介してキャリアCR3及びリングギヤR2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりリングギヤR3が固定される。それにより、キャリアCR3に入力された入力軸2の回転と固定されたリングギヤR3とにより、（上記前進5速段よりも大きな）増速回転となってサンギヤS3及びサンギヤS2に出力され、リングギヤR2に入力された入力軸2の回転と、該サンギヤS2に入力された増速回転とによりキャリアCR2に前進5速段より大きな増速回転が出力され、前進6速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、プラネタリギヤPRにおいて、入力軸2の回転が入力されるサンギヤS1と固定されたキャリアCR1によりリングギヤR3に

減速回転が出力されるが、クラッチC 3が解放されているため、特に伝達部材1 3 0にはトルク伝達が行われぬ。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第22図に示すように、クラッチC 3に係合され、ブレーキB 2に係止される。すると、第23図に示すように、サンギヤS 1に入力軸2の回転が入力され、固定されたキャリアCR 1によりリングギヤR 1が減速回転する。また、クラッチC 3の係合により、上記伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 3に該リングギヤR 1の減速回転が入力される。一方、ブレーキB 2の係止によりキャリアCR 3及びリングギヤR 2の回転が固定され、固定されたキャリアCR 3と、リングギヤR 3の減速回転とによりサンギヤS 3及びサンギヤS 3に逆転回転が出力される。そして、固定されたリングギヤR 2と、該サンギヤS 2に入力された逆転回転とによりキャリアCR 2に逆転回転が出力され、後進1速段としての逆転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、上記前進3速段や前進5速段の状態と同様に、リングギヤR 1及びリングギヤR 3は減速回転しているので、上記伝達部材1 3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC 1、クラッチC 2及びクラッチC 3が解放されており、入力軸2とカウンタギヤ5との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構1₁₅全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₁₅によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 1、C 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材1 3 0を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC 1、C 2、C 3をプラネタ

リギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 3, 9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 3は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 4を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 4を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 3の内周側に、クラッチC 2を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC 3を外周側に配置することができ、該クラッチC 3及びその油圧サーボ1 3を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ1 3の油室の受圧面積を大きくすることが可能となって、該クラッチC 3のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC 3に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC 2を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材1 2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材1 3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材1 3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材1 2 2と伝達部材1 3 0との回転数差が大きくなる場合があるが

、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材1 2 2と伝達部材1 3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₅は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転を係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材1 3 0の内周側に容量の小さいクラッチC 2を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

<第16の実施の形態>

以下、第15の実施の形態を一部変更した第16の実施の形態について第24図乃至第26図に沿って説明する。第24図は第16の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第25図は第16の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第26図は第16の実施の形態に係る自動変速機の世界線図

である。なお、第16の実施の形態は、変更部分を除き、第15の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第24図に示すように、第16の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₁₆は、第15の実施の形態の自動変速機構1₁₅に対して（第21図参照）、プラネタリギヤPRと、クラッチC3との配置を変更したものである。

該自動変速機構1₁₆において、クラッチC3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUの反対側（図中左方側）に配置されている。該クラッチC3のドラム状部材125の先端部内周側は、摩擦板73にスプライン係合しており、該摩擦板73の内周側には、ハブ部材126がスプライン係合している。ドラム状部材125は、入力軸2に接続されており、ハブ部材126は、サンギヤS1に接続されている。また、油圧サーボ12、摩擦板72、ドラム状部材123、ハブ部材124を有するクラッチC2は、上記クラッチC3の内周側、即ちハブ部材126に内包される形で配置されている。

一方、プラネタリギヤPRの外周側には、油圧サーボ14、摩擦板74、を有する多板式ブレーキB1が配置されている。該プラネタリギヤPRのキャリアCR1は、その側板がケース3に固定支持されている。そして、リングギヤR1には伝達部材130が接続されており、該伝達部材130の外周側にはブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合していると共に、該伝達部材130がリングギヤR3に接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₁₆の作用について第24図、第25図及び第26図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第26図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第26図中右方側）の縦軸はリングギヤR3に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR2及びキャリアCR3、キャリアCR2、サンギヤS2及びサンギヤS3に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第26図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR1、キャリアCR1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、そ

それぞれのサンギヤS 1, S 2, S 3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR 1, R 3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材1 3 0により回転が伝達されることを示している。

第2 4図に示すように、クラッチC 3が係合することにより上記サンギヤS 1には、入力軸2の回転が入力される。また、上記キャリアCR 1は、ケース3に対して回転が固定されており、上記リングギヤR 1は、該サンギヤS 1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりリングギヤR 3には、クラッチC 3が係合することにより、伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第2 5図及び第2 6図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、クラッチC 3が係合されることにより入力軸2の回転がサンギヤS 1に入力され、固定されたキャリアCR 1によりリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びリングギヤR 3は減速回転しているので、上記伝達部材1 3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 3の回転がリングギヤR 1に入力され、また、クラッチC 3が解放されているため、第7図に示すように、サンギヤS 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と固定されたキャリアCR 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第1 5の実施の形態と同様であるので（第2 2図及び第2 3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₁₆によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 1, C 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材1 3 0を比較的に短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、

軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 1, 9 3, 9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 2は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 2との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 2の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 3は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 4を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 4を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材1 2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材1 3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材1 3 0が固定される場合が生じ、ハブ部材1 2 2と伝達部材1 3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材1 2 2と伝達部材1 3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、例えばクラッチC 3をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要がある、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 3による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤP RのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 3をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₆は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチC 2をプラネタリギヤP Rに対してプラネタリギヤユニットP Uの軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材130の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第17の実施の形態>

以下、第15の実施の形態を一部変更した第17の実施の形態について第27図乃至第29図に沿って説明する。第27図は第17の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第28図は第17の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第29図は第17の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第17の実施の形態は、変更部分を除き、第15の実施の形態と

同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第27図に示すように、第17の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₁₇は、第15の実施の形態の自動変速機構1₁₅に対して（第21図参照）、クラッチC2の配置を変更し、また、クラッチC3の代わりにブレーキB3を配置し、プラネタリギヤPRのキャリアCR1をブレーキB3により固定自在にしたものである。

該自動変速機構1₁₇において、ブレーキB3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中左方側）に配置されている。該ブレーキB3は、油圧サーボ16、摩擦板76、ハブ部材133を有している。また、油圧サーボ12、摩擦板72、ドラム状部材123、ハブ部材124を有するクラッチC2は、上記ブレーキB3の内周側、即ちハブ部材133に内包される形で配置されている。該ブレーキB3のハブ部材133は、キャリアCR1の一方の側板に接続されており、該キャリアCR1の他方の側板は、入力軸2に回転自在に支持されている。また、サンギヤS1はクラッチC2のドラム状部材123を介して入力軸2に接続されている。そして、リングギヤR1の外周側にブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合していると共に、該リングギヤR1には伝達部材130が接続されて、該伝達部材130を介してリングギヤR3が接続されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₁₇の作用について第27図、第28図及び第29図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第29図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第29図中右方側）の縦軸はリングギヤR3に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR2及びキャリアCR3、キャリアCR2、サンギヤS2及びサンギヤS3に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第29図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR1、キャリアCR1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS1、S2、S3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR

1, R 3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材 1 3 0により回転が伝達されることを示している。

第27図に示すように、ブレーキB 3が係止することにより上記キャリアCR 1は、ケース3に対して固定される。また、サンギヤS 1には、入力軸2の回転が入力されており、上記リングギヤR 1は、該キャリアCR 1が固定されることにより、該サンギヤS 1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりリングギヤR 3には、ブレーキB 3が係合することにより、伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第28図及び第29図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、ブレーキB 3が係止されることによりキャリアCR 1が固定され、入力軸2の回転が入力されているサンギヤS 1の回転によりリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びリングギヤR 3は減速回転しているので、上記伝達部材1 3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材1 3 0を介してリングギヤR 3の回転がリングギヤR 1に入力され、ブレーキB 3が解放されているため、第29図に示すように、キャリアCR 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と入力軸2の回転のサンギヤS 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第15の実施の形態と同様であるので（第22図及び第23図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₁₇によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 1, C 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材1 3 0を比較的に短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすること

ができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ11, 12は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81, 82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a, 2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11, 12との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11, 12の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ11, 12には、それぞれ1対のシールリング81, 82を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC1とサンギヤS2とを接続するハブ部材122が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材130が減速回転し、前進6速段では伝達部材130が固定される場合が生じ、ハブ部材122と伝達部材130との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材122と伝達部材130とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC3を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC3を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₇は、前進4速段において直結状態と

なる変速機構であり、前進 5 速段及び前進 6 速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、高車速で走行する車輻において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輻の静粛性に寄与することができる。

ところで、例えばプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチ C 2 をプラネタリギヤ P R に対してプラネタリギヤユニット P U の軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材 1 3 0 の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第 1 8 の実施の形態>

以下、第 1 乃至第 1 7 の実施の形態を一部変更した第 1 8 の実施の形態について第 3 0 図乃至第 3 2 図に沿って説明する。第 3 0 図は第 1 8 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 3 1 図は第 1 8 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 3 2 図は第 1 8 の実施の形態に係る自動変速機の実速度線図である。なお、第 1 8 の実施の形態は、変更部分を除き、第 1 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 3 0 図に示すように、自動変速機構 1₁₈ は、入力軸 2 上に、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ P R とを有している。該プラネタリギヤユニット P U は、4 つの回転要素としてサンギヤ S 2、キャリア C R 2、リングギヤ R 2、及びサンギヤ S 3 を有し、該キャリア C R 2 に、側板に支持されてサンギヤ S 2 及びリングギヤ R 2 に嚙合するロングピニオン P L と、サンギヤ S 3 に嚙合するショートピニオン P S とを、互いに嚙合する形で有している、いわゆるラビ

ニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤPRは、キャリアCR 1に、リングギヤR 1に嚙合するピニオンP b及びサンギヤS 1に嚙合するピニオンP aを互いに嚙合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸2上には、内周側に、油圧サーボ1 2、摩擦板7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 2 3と、サンギヤS 2に連結されるハブ部材2 2 4、を有する多板式クラッチ（第2のクラッチ）C 2と、その外周側に、油圧サーボ1 5、上記ハブ部材2 2 4にスプライン係合している摩擦板7 5、を有する多板式ブレーキB 2と、が配置されている。

該油圧サーボ1 2の油室は、ケース3の一端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3 aの油路9 1に連通している。そして、該油路9 1は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 2は、ボス部3 a上に配置されているため、該ボス部3 aとドラム状部材2 2 3との間をシールする1対のシールリング8 1によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 2の油室までの油路が構成されている。

また、上記入力軸2には、上記ドラム状部材2 2 3が接続されており、該ドラム状部材2 2 3の先端部内周側には、クラッチC 2用油圧サーボ1 2によって係合自在となっているクラッチC 2の摩擦板7 2がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチC 2の摩擦板7 2の内周側がハブ部材2 2 4にスプライン係合する形で接続されている。そして、該ハブ部材2 2 4は、上記サンギヤS 2に接続されている。また、上記ドラム状部材2 2 4の外周側には、ブレーキB 2用油圧サーボ1 5により係合自在となっているブレーキB 2がスプライン係合する形で配置されている。

一方、入力軸2の他端上（図中左方）には、油圧サーボ1 3、摩擦板7 3、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 2 5、ハブ部材2 2 6、を有する多板式クラッチ（第1のクラッチ）C 3が配置されている。該クラッチC 3のドラム状部材2 2 5の先端内周側には摩擦板7 3がスプライン係合しており、該摩擦板7 3はハブ部材2 2 6の先端外周側にスプライン係合して、該ハブ部材2 2 6がキャリアCR 2に接続されている。

該油圧サーボ 1 3 の油室は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 b と連通しており、該油路 2 b は、ケース 3 の、上記ボス部 3 a とは反対側の他端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 b の油路 9 3 に連通して、該油路 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 3 は、ケース 3 のボス部 3 b とドラム状部材 2 2 5 との間をシールする 1 対のシールリング 8 2 によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 3 の油室までの油路が構成されている。

また、ボス部 3 b 上には、油圧サーボ 1 1、摩擦板 7 1、ドラム状部材 2 2 1、を有する多板式クラッチ（第 3 のクラッチ）C 1 が配置されている。上記油圧サーボ 1 1 の油室は、上記ボス部 3 b の油路 9 4 に連通しており、該油路 9 4 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 1 に対しては、ケース 3 のボス部 3 b とドラム状部材 2 2 1 との間をシールする 1 対のシールリング 8 4 によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 1 の油室までの油路が構成されている。

また、上記ボス部 3 b 上には、図中左方側において、ドラム状部材 2 2 1 が回転自在に支持されており、該ドラム状部材 2 2 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 1 により係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 7 1 がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチ C 1 の内周側には、上記リングギヤ R 1 が形成されているハブ部材 2 2 2 がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材 2 2 2 は、入力軸 2 に回転自在に支持されている。また、キャリア CR 1 は、ピニオン P a 及びピニオン P b を有しており、該ピニオン P b は上記リングギヤ R 1 に嚙合し、該ピニオン P a は、入力軸 2 に接続されたサンギヤ S 1 に嚙合している。該キャリア CR 1 は、側板を介してケース 3 のボス部 3 b に固定されている。

そして、上記クラッチ C 1 がスプライン係合しているドラム状部材 2 2 1 は、上記ボス部 3 b 上に回転自在に支持され、クラッチ C 1 が係合した際にリングギヤ R 1 の回転を伝達する伝達部材 2 3 0 が接続されており、また、該伝達部材 2 3 0 の他方側には、上記プラネタリギヤユニット P U のサンギヤ S 3 が接続されている。

一方、プラネタリギヤユニットPUの外周側には、油圧サーボ14、摩擦板74、ハブ部材228を有する多板式ブレーキB1が配置されている。上記プラネタリギヤユニットPUのキャリアCR2の側板には、上記ブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合している形のハブ部材228が接続されており、また、該ハブ部材228にはワンウェイクラッチF1のインナーレースが接続されている。該キャリアCR2のショートピニオンPSにはサンギヤS3が噛合している。そして、該キャリアCR2のロングピニオンPLには、上記サンギヤS2及びリングギヤR2が噛合しており、該リングギヤR2の一端には連結部材227が接続されて、該リングギヤR2が該連結部材227を介してカウンタギヤ5に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側にプラネタリギヤPRとクラッチC3とが配置されていると共に、クラッチC1が該軸方向一方側に配置され、軸方向他方側にクラッチC2が配置されており、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）にカウンタギヤ5が配置されている。更に、クラッチC1、特にその出力を伝達する伝達部材230の内周側に位置する形でクラッチC3が配置されている。また、ブレーキB2はクラッチC2の外周側に、ブレーキB1はプラネタリギヤユニットPUの外周側に、それぞれ配置されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構118の作用について第30図、第31図及び第32図に沿って説明する。なお、第32図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第32図中右方側）の縦軸はサンギヤS3に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR2、キャリアCR2、サンギヤS2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第32図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR1、キャリアCR1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS1、S2、S3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR1、R3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝

達部材 230 により回転が伝達されることを示している。

第 30 図に示すように、上記サンギヤ S2 には、クラッチ C2 が係合することにより入力軸 2 の回転が入力されると共に、該サンギヤ S2 は、ブレーキ B2 の係止により回転が固定自在となっている。上記キャリア CR2 には、クラッチ C3 が係合することにより入力軸 2 の回転が入力されると共に、該キャリア CR2 は、ブレーキ B2 の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F1 により一方向の回転が規制されている。

一方、上記サンギヤ S1 は、入力軸 2 に接続されており、該入力軸 2 の回転が入力され、また、上記キャリア CR1 はケース 3 に接続されて、回転が固定されており、それによってリングギヤ R1 は減速回転する。また、クラッチ C1 が係合することにより、該リングギヤ R1 の減速回転がサンギヤ S3 に入力される。そして、上記リングギヤ R2 の回転は、上記カウンタギヤ 5 に出力され、該カウンタギヤ 5、不図示のカウンタシャフト部及びディファレンシャル部を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進 1 速段では、第 31 図に示すように、クラッチ C1 及びワンウェイクラッチ F1 が係合される。すると、第 32 図に示すように、クラッチ C1、伝達部材 230 を介してリングギヤ R1 の減速回転がサンギヤ S3 に入力される。また、ワンウェイクラッチ F1 によりキャリア CR2 の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリア CR2 の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤ S3 に入力された減速回転と、固定されたキャリア CR2 とにより、リングギヤ R2 が前進 1 速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ 5 から出力される。

なお、エンジンプレーキ時（コースト時）には、ブレーキ B1 を係止してキャリア CR2 を固定し、該キャリア CR2 の正転回転を防止する形で、上記前進 1 速段の状態を維持する。また、該前進 1 速段では、ワンウェイクラッチ F1 によりキャリア CR2 の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切替えた際の前進 1 速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。なお、この際、サンギヤ S3 及びリングギヤ R1 は減速回転しているので、上記伝達部材 230 は、比較的

大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、第31図に示すように、クラッチC1が係合され、ブレーキB2が係止される。すると、第32図に示すように、クラッチC1、伝達部材230を介してリングギヤR1の減速回転がサンギヤS3に入力されると共に、サンギヤS2の回転がブレーキB2により固定される。それにより、キャリアCR2が僅かに減速回転し、サンギヤS3に入力された減速回転と、該僅かな減速回転のキャリアCR2とにより、リングギヤR2が前進2速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材230は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第31図に示すように、クラッチC1及びクラッチC2が係合される。すると、第32図に示すように、クラッチC1、伝達部材230を介してリングギヤR1の減速回転がサンギヤS3に入力されると共に、クラッチC2の係合によりサンギヤS2に入力軸2の回転が入力される。すると、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、サンギヤS3の減速回転とにより、キャリアCR2が、該サンギヤS3の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤS2の入力回転と、サンギヤS3の減速回転とにより、リングギヤR2が前進3速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材230は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第31図に示すように、クラッチC1及びクラッチC3が係合される。すると、第32図に示すように、クラッチC1、伝達部材230を介してリングギヤR1の減速回転がサンギヤS3に入力されると共に、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力される。そして、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転と、サンギヤS3の減速回転とにより、リングギヤR2が前進4速段としての正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際も、サンギヤS3及びリングギヤR1は減速回転しているので、上記伝達部材230は、比較的大きな

トルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第31図に示すように、クラッチC2及びクラッチC3が係合される。すると、第32図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力されると共に、クラッチC2を介してサンギヤS2に入力軸2の回転が入力される。そして、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転とにより、つまりリングギヤR2が直結回転の状態となって、前進5速段として入力軸2と同回転の正転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第31図に示すように、クラッチC3が係合され、ブレーキB2が係止される。すると、第32図に示すように、クラッチC3を介してキャリアCR2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB2の係止によりサンギヤS2の回転が固定される。そして、キャリアCR2に入力された入力軸2の回転と、固定されたサンギヤS2とにより、リングギヤR2が前進6速段としての増速回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第31図に示すように、クラッチC2が係合され、ブレーキB1が係止される。すると、第32図に示すように、クラッチC2の係合によりサンギヤS2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB1の係止によりキャリアCR2の回転が固定される。そして、サンギヤS2に入力された入力軸2の回転と、固定されたキャリアCR2とにより、リングギヤR2が後進1速段としての逆転回転となり、その回転がカウンタギヤ5から出力される。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC1、クラッチC2及びクラッチC3が解放されており、入力軸2とカウンタギヤ5との間の動力伝達が切断状態であって、自動変速機構1₁₈全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₁₈によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、ク

ラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 2, C 3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材2 3 0を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 b, 9 1, 9 3, 9 4）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 3は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 3との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 3の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 1, 1 2は、ケース3から延設されたボス部3 a, 3 bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 1, 8 4を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 4を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 1の内周側に、クラッチC 3を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチC 1を外周側に配置することができ、該クラッチC 1及びその油圧サーボ1 1を大径化することが可能となり、特に油圧サーボ1 1の油室の受圧面積を大きくすることが可能となって、該クラッチC 1のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチC 1に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチC 3を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ること

ができる。

また、クラッチC 2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 2が後進1速段で係合された際に、該クラッチC 2の係合により該クラッチC 2とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2 4が入力軸2の回転と同じになり、一方で伝達部材2 3 0が逆転回転することになる場合が生じ、伝達部材2 3 0とハブ部材2 2 4との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 2はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまり伝達部材2 3 0とハブ部材2 2 4とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₈は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使用することができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転に係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材2 3 0の内周側に容量の小さいクラッチC 3を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全て

のクラッチを配置することができる。

＜第 19 の実施の形態＞

以下、第 18 の実施の形態を一部変更した第 19 の実施の形態について第 33 図乃至第 36 図に沿って説明する。第 33 図は第 19 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 34 図は第 19 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 35 図は第 19 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 19 の実施の形態は、変更部分を除き、第 18 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 33 図に示すように、第 19 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₁₉は、第 18 の実施の形態の自動変速機構 1₁₈に対して（第 30 図参照）、クラッチ C1 の配置を変更し、また、クラッチ C2 の油圧サーボ 12 の油路の構成を変更したものである。

該自動変速機構 1₁₉において、クラッチ C1 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U の反対側（図中左方側）に配置されている。該クラッチ C1 のドラム状部材 221 の先端部内周側は、摩擦板 71 にスプライン係合しており、該摩擦板 71 の内周側には、ハブ部材 222 がスプライン係合している。ドラム状部材 221 は、入力軸 2 に接続されており、ハブ部材 222 は、プラネタリギヤ P R のサンギヤ S1 に接続されている。該プラネタリギヤ P R のキャリア CR1 は、その側板がケース 3 に固定支持されている。そして、リングギヤ R1 には伝達部材 230 が接続されており、該伝達部材 230 がサンギヤ S3 に接続されている。また、油圧サーボ 13、摩擦板 73、ドラム状部材 225、ハブ部材 226 を有するクラッチ C3 は、該伝達部材 230 に内包される形で配置されている。

また、油圧サーボ 12 の油室は、入力軸 2 に形成されている油路 2a に連通しており、該油路 2a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3a の油路 91 に連通して、該油路 91 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 12 に対しては、ケース 3 のボス部 3a と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 81 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 12 の油室までの油路が構成されている。

。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1₁₉の作用について第 3 3 図、第 3 4 図及び第 3 5 図に沿って説明する。なお、上記第 1 の実施の形態と同様に、第 3 5 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 3 5 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 2、キャリア C R 2、サンギヤ S 2 に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤ P R の部分において、横方向最端部（第 3 5 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 1 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 1、キャリア C R 1 に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤ S 1、S 2、S 3 の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤ R 1、R 3 の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材 2 3 0 により回転が伝達されることを示している。

第 3 3 図に示すように、クラッチ C 1 が係合することにより上記サンギヤ S 1 には、入力軸 2 の回転が入力される。また、上記キャリア C R 1 は、ケース 3 に対して回転が固定されており、上記リングギヤ R 1 は、該サンギヤ S 1 に入力される入力軸 2 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S 3 には、クラッチ C 1 が係合することにより、伝達部材 2 3 0 を介してリングギヤ R 1 の減速回転が入力される。

すると、第 3 4 図及び第 3 5 図に示すように、プラネタリギヤ P R において、前進 1 速段、前進 2 速段、前進 3 速段、前進 4 速段では、クラッチ C 1 が係合されることにより入力軸 2 の回転がサンギヤ S 1 に入力され、固定されたキャリア C R 1 によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されて、伝達部材 2 3 0 を介してサンギヤ S 3 に減速回転が入力される。この際、リングギヤ R 1 及びサンギヤ S 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 2 3 0 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進 5 速段、前進 6 速段、後進 1 速段では、伝達部材 2 3 0 を介してサンギヤ S 3 の回転がリングギヤ R 1 に入力され、クラッチ C 1 が解放されているため、第 3 5 図に示すように、サンギヤ S 1 が、該リングギヤ R 1 の

それぞれ変速段における回転と固定されたキャリヤCR 1 とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第18の実施の形態と同様であるので（第31図及び第32図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₉によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC2，C3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材230を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1，C2，C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1，C2，C3の油圧サーボ11，12，13に供給する油路（例えば2a，2b，91，93，94）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ12，13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81，82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a，2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ12，13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ12，13の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ11は、ケース3から延設されたボス部3bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング84を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11，12，13には、それぞれ1対のシールリング81，82，84を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC2が後進1速段で係合された際に、該クラッチC2の係合により該クラ

チC 2とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2 4が入力軸2の回転と同じになり、一方で伝達部材2 3 0が逆転回転することになる場合が生じ、伝達部材2 3 0とハブ部材2 2 4との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 2はプラネタリギヤユニットP Uを介してプラネタリギヤP Rの反対側に位置するため、つまり伝達部材2 3 0とハブ部材2 2 4とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

また、例えばクラッチC 1をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があるが、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 1による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤP RのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 1をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁₉は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輦に搭載された際に、低中車速で走行する車輦において、エンジンをより良い回転数で使用することができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転に係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

。本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材 230 の内周側に容量の小さいクラッチ C3 を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

＜第 20 の実施の形態＞

以下、第 18 の実施の形態を一部変更した第 20 の実施の形態について第 36 図乃至第 38 図に沿って説明する。第 36 図は第 20 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第 37 図は第 20 の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第 38 図は第 20 の実施の形態に係る自動変速機の世界線図である。なお、第 20 の実施の形態は、変更部分を除き、第 18 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 36 図に示すように、第 20 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₂₀ は、第 18 の実施の形態の自動変速機構 1₁₈ に対して（第 30 図参照）、クラッチ C1 の代わりにブレーキ B3 を配置し、プラネタリギヤ PR のキャリア CR1 をブレーキ B3 により固定自在にしたものであり、また、クラッチ C2 の油圧サーボ 12 の油路の構成を変更したものである。

該自動変速機構 1₂₀ において、ブレーキ B3 は、プラネタリギヤ PR の、プラネタリギヤユニット PU とは反対側（図中左方側）に配置されている。該ブレーキ B3 は、油圧サーボ 16、摩擦板 76、ハブ部材 233 を有している。

該ブレーキ B3 のハブ部材 233 は、キャリア CR1 の一方の側板に接続されており、該キャリア CR1 は、入力軸 2 又はボス部 3a に回転自在に支持されている。また、サンギヤ S1 は入力軸 2 に接続されている。そして、該リングギヤ R1 には伝達部材 230 が接続されて、該伝達部材 230 を介してサンギヤ S3 が接続されている。

また、油圧サーボ 12 の油室は、入力軸 2 に形成されている油路 2a に連通しており、該油路 2a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3a の油路 91 に連通して、該油路 91 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 11 に対しては、ケース 3 のボス部 3a と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 81 を設けるだけで

、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 2 の油室までの油路が構成されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 1₂₀の作用について第 3 6 図、第 3 7 図及び第 3 8 図に沿って説明する。なお、上記第 1 の実施の形態と同様に、第 3 8 図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、横方向最端部（第 3 8 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 3 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 2、キャリア C R 2、サンギヤ S 2 に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤ P R の部分において、横方向最端部（第 3 8 図中右方側）の縦軸はサンギヤ S 1 に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤ R 1、キャリア C R 1 に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤ S 1, S 2, S 3 の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤ R 1, R 3 の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材 2 3 0 により回転が伝達されることを示している。

第 3 6 図に示すように、ブレーキ B 3 が係止することにより上記キャリア C R 1 は、ケース 3 に対して固定される。また、サンギヤ S 1 には、入力軸 2 の回転が入力されており、上記リングギヤ R 1 は、該キャリア C R 1 が固定されることにより、該サンギヤ S 1 に入力される入力軸 2 の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤ S 3 には、ブレーキ B 3 が係合することにより、伝達部材 2 3 0 を介してリングギヤ R 1 の減速回転が入力される。

すると、第 3 7 図及び第 3 8 図に示すように、プラネタリギヤ P R において、前進 1 速段、前進 2 速段、前進 3 速段、前進 4 速段では、ブレーキ B 3 が係止されることによりキャリア C R 1 が固定され、入力軸 2 の回転が入力されているサンギヤ S 1 の回転によりリングギヤ R 3 に減速回転が出力されて、伝達部材 2 3 0 を介してサンギヤ S 3 に減速回転が入力される。この際、リングギヤ R 1 及びサンギヤ S 3 は減速回転しているので、上記伝達部材 2 3 0 は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進 5 速段、前進 6 速段、後進 1 速段では、伝達部材 2 3 0 を介してサンギヤ S 3 の回転がリングギヤ R 1 に入力され、ブレーキ

B 3が解放されているため、第38図に示すように、キャリアC R 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と入力軸2の回転のサンギヤS 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤP R以外の作用については、上述した第18の実施の形態と同様であるので、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₂₀によると、プラネタリギヤP R及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 2をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間に例えば2つのクラッチC 2、C 3を配置する場合に比して、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材230を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ12、13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81、82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a、2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ12、13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ12、13の油室に油を供給することができる。従って、油圧サーボ12、13には、それぞれ1対のシールリング81、82を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 2が後進1速段で係合された際に、該クラッチC 2の係合により該クラッチC 2とサンギヤS 2とを接続するハブ部材224が入力軸2の回転と同じになり、一方で伝達部材230が逆転回転することになる場合が生じ、伝達部材230とハブ部材224との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 2はプラネタリギヤユニットP Uを介してプラネタリギヤP Rの反対側に位置するた

め、つまり伝達部材 230 とハブ部材 224 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC1を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC1を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 120 は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輛に搭載された際に、低中車速で走行する車輛において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転に係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるため、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材 230 の内周側に容量の小さいクラッチC3を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

＜第 2 1 の実施の形態＞

以下、第 1 8 の実施の形態を一部変更した第 2 1 の実施の形態について第 3 9 図に沿って説明する。第 3 9 図は第 2 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 2 1 の実施の形態は、一部変更を除き、第 1 8 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 3 9 図に示すように、第 2 1 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₂₁は、第 1 8 の実施の形態の自動変速機構 1₁₈に対して（第 3 0 図参照）、クラッチ C 1 及びプラネタリギヤ P R の配置を変更したもの（即ち、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の図中右方側に配置し、カウンタギヤ 5 を該プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に配置したもの）である。

該自動変速機構 1₂₁において、上記入力軸 2 上には、内周側に、油圧サーボ 1 1、摩擦板 7 1、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 2 1 と、サンギヤ S 3 に連結されるハブ部材 2 2 2、を有する多板式クラッチ C 1 と、その外周側に、油圧サーボ 1 2、摩擦板 7 2、クラッチドラムを形成するドラム部材 2 2 3、ハブ部材 2 2 4 を有する多板式クラッチ C 2 と、が配置されている。また、ハブ部材 2 2 4 の外周側には、油圧サーボ 1 5、摩擦板 7 5、を有する多板式ブレーキ B 2 が配置されている。

上記入力軸 2 には、上記ドラム状部材 2 2 1 が回転自在に支持されており、該ドラム状部材 2 2 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 1 によって係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 7 1 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 1 の摩擦板 7 1 の内周側がハブ部材 2 2 2 にスプライン係合する形で接続されている。

また、上記ボス部 3 a には、サンギヤ S 1 が固定支持されており、キャリア C R 1 は、側板を介して入力軸 2 に接続されている。リングギヤ R 1 は、ボス部 3 a に回転自在に支持されていると共に、上記ドラム状部材 2 2 1 に接続されている。そして、上記ハブ部材 2 2 2 には、伝達部材 2 3 0 が接続され、該伝達部材 2 3 0 は、上記サンギヤ S 3 に接続されている。

なお、油圧サーボ 1 1 の油室は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 a と連

通しており、該油路 2 a は、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 a の油路 9 1 に連通して、該油路 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。該油圧サーボ 1 1 は、ケース 3 のボス部 3 b と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 8 1 と、入力軸 2 とドラム状部材 2 2 1 との間をシールする 1 対のシールリング 8 5 とによって、つまり、2 対のシールリングを有して、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 1 の油室までの油路が構成されている。

一方、入力軸 2 の他端上（図中左方）には、油圧サーボ 1 3、摩擦板 7 3、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 2 5、ハブ部材 2 2 6、を有する多板式クラッチ C 3 が配置されている。該クラッチ C 3 のドラム状部材 2 2 5 の先端内周側には摩擦板 7 3 がスプライン係合しており、該摩擦板 7 3 はハブ部材 2 2 6 の先端外周側にスプライン係合して、該ハブ部材 2 2 6 がキャリア CR 2 の側板に接続されている。

該油圧サーボ 1 3 の油室は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 b と連通しており、該油路 2 b は、ケース 3 の、上記ボス部 3 a とは反対側の他端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 b の油路 9 3 に連通して、該油路 9 3 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 3 は、ケース 3 のボス部 3 b とドラム状部材 2 2 5 との間をシールする 1 対のシールリング 8 2 によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 3 の油室までの油路が構成されている。

一方、プラネタリギヤユニット PU の外周側には、油圧サーボ 1 4、摩擦板 7 4、ハブ部材 2 2 8 を有する多板式ブレーキ B 1 が配置されている。上記プラネタリギヤユニット PU のキャリア CR 2 の側板には、上記ブレーキ B 1 の摩擦板 7 4 がスプライン係合している形のハブ部材 2 2 8 が接続されており、また、該ハブ部材 2 2 8 にはワンウェイクラッチ F 1 のインナーレースが接続されている。該キャリア CR 2 のショートピニオン PS にはサンギヤ S 3 が噛合している。そして、該キャリア CR 2 のロングピニオン PL には、上記サンギヤ S 2 及びリングギヤ R 2 が噛合しており、該リングギヤ R 2 の一端には連結部材 2 2 7 が接続されて、該リングギヤ R 2 が該連結部材 2 2 7 を介してカウンタギヤ 5 に連結されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1_{21} の作用は、プラネタリギヤPRの部分においてキャリアCR1とサンギヤS1とが入れ替わった形で、つまりサンギヤS1が固定され、キャリアCR1に入力軸2の回転が入力されるようになっているが、その他の部分は、第18の実施の形態と同様であるので（第31図及び第32図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1_{21} によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC2、C3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材230を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2、C3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、2b、91、92、93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輛に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輛であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輛の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1_{21} は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定

することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

＜第 2 2 の実施の形態＞

以下、第 2 1 の実施の形態を一部変更した第 2 2 の実施の形態について第 4 0 図に沿って説明する。第 4 0 図は第 2 2 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 2 2 の実施の形態は、一部変更を除き、第 2 1 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 4 0 図に示すように、第 2 2 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₂₂は、第 2 1 の実施の形態の自動変速機構 1₂₁に対して（第 3 9 図参照）、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 2 の配置を変更し、また、クラッチ C 1 の代わりにブレーキ B 3 を配置し、プラネタリギヤ P R のキャリア C R 1 をブレーキ B 3 により固定自在にしたものである。

該自動変速機構 1₂₂において、ブレーキ B 3 は、プラネタリギヤ P R の、プラネタリギヤユニット P U とは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキ B 3 は、油圧サーボ 1 6、摩擦板 7 6、ハブ部材 2 3 3 を有しており、該ハブ部材 2 3 3 は、ボス部 3 a に回転自在に支持される形でサンギヤ S 1 に接続されている。また、油圧サーボ 1 2、摩擦板 7 2、ドラム状部材 2 2 3、ハブ部材 2 2 4、を有するクラッチ C 2 は、該ブレーキ B 3 のハブ部材 2 3 3 の外周側に配置されている。該クラッチ C 2 のドラム状部材 2 2 3 は、キャリア C R 1 の一方の側板に接続されており、該キャリア C R 1 の他方の側板は、入力軸 2 に接続されている。そして、リングギヤ R 1 には伝達部材 2 3 0 が接続されて、該伝達部材 2 3 0 を介してサンギヤ S 3 が接続されている。

なお、油圧サーボ 1 2 の油室は、ハブ部材 2 3 3 に形成されている油孔（不図示）を介して、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 a の油路 9 1 に連通して、該油路 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。該油圧サーボ 1 1 は、ケース 3 のボス部 3 a とハブ部材 2 3 3 との間をシールする 1 対のシールリング 8 0 と、該ハブ部材 2 3 3 とドラム状部材 2 2 3 との間をシールする 1 対のシールリング 8 6 とによって、つまり、2 対のシールリングを有して、不

図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 2 の油室までの油路が構成されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1₂₂の作用は、プラネタリギヤPRの部分においてキャリヤCR 1とサンギヤS 1とが入れ替わった形で、つまりキャリヤCR 1に入力軸2の回転が入力され、サンギヤS 1がブレーキB 3により固定自在となっているが、その他の部分は、第20の実施の形態と同様であるので（第37図及び第38図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1₂₂によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC 2, C 3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材230を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができる。例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB 3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC 1を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB 3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC 1を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

できる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1₂₂は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輛に搭載された際に、低中車速で走行する車輛において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、例えばプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチが配置されるとその分、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを連結する連結部材（特に伝達部材）の長さが軸方向に長くなり、該連結部材は減速回転を伝達するものであるため、それに耐え得るように部材の厚みを増す必要性があることから重量が増加してしまう。そこで本実施の形態は、減速プラネタリギヤとプラネタリギヤユニット間の長さを短くして重量の増加を低減することができる自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、特にクラッチ C 2 をプラネタリギヤ P R に対してプラネタリギヤユニット P U の軸方向反対側に配置することで、それらプラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間にクラッチを設ける必要がなく、その分、連結部材、特に伝達部材 2 3 0 の長さを短くすることができ、それにより、自動変速機全体の重量の増加を防止することができる。

<第 2 3 の実施の形態>

以下、第 1 8 の実施の形態を一部変更した第 2 3 の実施の形態について第 4 1 図に沿って説明する。第 4 1 図は第 2 3 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第 2 3 の実施の形態は、一部変更を除き、第 2 3 の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第 4 1 図に示すように、第 2 3 の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₂₃は、第 1 8 の実施の形態の自動変速機構 1₁₈に対して（第 3 0 図参照）、クラッチ C 1 及びプラネタリギヤ P R の配置を変更したもの（即ち、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 1 をプラネタリギヤユニット P U の図中右方側に配置し、カウンタギヤ 5 を該プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に配置したもの）であり、更にクラッチ C 2 及びブレーキ B 2 とクラッチ C 3 とを

入れ替える形で配置したものである。

該自動変速機構 1₂₃において、上記入力軸 2 上には、内周側に、油圧サーボ 1 3、摩擦板 7 3、クラッチドラムを形成するドラム状部材 2 2 5 と、サンギヤ S 2 に連結されるハブ部材 2 2 6、を有する多板式クラッチ C 3 と、その外周側に、油圧サーボ 1 1、摩擦板 7 1、クラッチドラムを形成するドラム部材 2 2 1、ハブ部材 2 2 2 を有する多板式クラッチ C 1 と、が配置されている。

該油圧サーボ 1 3 の油室は、上記入力軸 2 に形成されている油路 2 a と連通しており、該油路 2 a は、ケース 3 の一端に延設され、入力軸 2 上にスリーブ状に設けられているボス部 3 a の油路 9 1 に連通している。そして、該油路 9 1 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 3 に対しては、入力軸 2 上に配置されているため、ケース 3 のボス部 3 a と入力軸 2 との間をシールする 1 対のシールリング 8 1 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 3 の油室までの油路が構成されている。

また、上記油圧サーボ 1 1 の油室は、上記ボス部 3 a の油路 9 2 に連通しており、該油路 9 2 は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ 1 1 に対しては、ケース 3 のボス部 3 a とドラム状部材 2 2 1 との間をシールする 1 対のシールリング 8 0 を設けるだけで、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ 1 1 の油室までの油路が構成されている。

上記入力軸 2 には、クラッチ C 3 のドラム状部材 2 2 5 が接続されており、該ドラム状部材 2 2 5 の先端内周側には、クラッチ C 3 用油圧サーボ 1 3 によって係合自在となっている摩擦板 7 3 がスプライン係合する形で配置されている。該摩擦板 7 3 の内周側には、ハブ部材 2 2 6 がスプライン係合しており、該ハブ部材 2 2 6 は、サンギヤ S 2 に接続されている。

また、上記入力軸 2 には、上記ドラム状部材 2 2 1 が回転自在に支持されており、該ドラム状部材 2 2 1 の先端部内周側には、クラッチ C 1 用油圧サーボ 1 1 によって係合自在となっているクラッチ C 1 の摩擦板 7 1 がスプライン係合する形で配置されて、該クラッチ C 1 の摩擦板 7 1 の内周側が、リングギヤ R 1 に接続されているハブ部材 2 2 2 にスプライン係合する形で接続されている。該リングギヤ R 1 は、該ハブ部材 2 2 2 を介してボス部 3 a に回転自在に支持されてい

る。また、上記入力軸2には、サンギヤS1が接続されており、キャリアCR1は、側板を介してボス部3aに固定支持されている。そして、上記ドラム状部材221には、伝達部材230が接続され、該伝達部材230は、上記サンギヤS3に接続されている。

一方、ケース3の、上記ボス部3aとは反対側の他端に延設され、入力軸2上にスリーブ状に設けられているボス部3b上（図中左方）には、油圧サーボ12、摩擦板72、クラッチドラムを形成するドラム状部材223、ハブ部材224、を有する多板式クラッチC2が配置されている。該油圧サーボ12の油室は、ボス部3bの油路93に連通して、該油路93は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ12は、ケース3のボス部3bとドラム状部材223との間をシールする1対のシールリング84によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ12の油室までの油路が構成されている。

また、該クラッチC2のドラム状部材223の先端内周側にはクラッチC2用油圧サーボ12によって係合自在な摩擦板72がスプライン係合しており、該摩擦板72はハブ部材224の先端外周側にスプライン係合している。また、クラッチC2の外周側には、油圧サーボ15、摩擦板75、を有する多板式ブレーキB2が配置されており、該ハブ部材224の外周側に、ブレーキB2用油圧サーボ15によって係止自在となっている摩擦板75がスプライン係合すると共に、該ハブ部材224がサンギヤS2に接続されている。

一方、プラネタリギヤユニットPUの外周側には、油圧サーボ14、摩擦板74、ハブ部材228を有する多板式ブレーキB1が配置されている。上記プラネタリギヤユニットPUのキャリアCR2の側板には、上記ブレーキB1の摩擦板74がスプライン係合している形のハブ部材228が接続されており、また、該ハブ部材228にはワンウェイクラッチF1のインナーレースが接続されている。該キャリアCR2のショートピニオンPSにはサンギヤS3が噛合している。そして、該キャリアCR2のロングピニオンPLには、上記サンギヤS2及びリングギヤR2が噛合しており、該リングギヤR2の一端には連結部材227が接続されて、該リングギヤR2が該連結部材227を介してカウンタギヤ5に連結されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1₂₃の作用は、第 18 の実施の形態と同様であるので（第 31 図及び第 32 図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1₂₃によると、プラネタリギヤ P R 及びクラッチ C 3 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向一方側に配置し、クラッチ C 2 をプラネタリギヤユニット P U の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U との間に例えば 2 つのクラッチ C 2, C 3 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 230 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3 つのクラッチ C 1, C 2, C 3 をプラネタリギヤユニット P U の一方側に配置する場合に比して、それらクラッチ C 1, C 2, C 3 の油圧サーボ 11, 12, 13 に供給する油路（例えば 2a, 91, 92, 93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ 13 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 81 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2a に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 13 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 13 の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 11, 12 は、ケース 3 から延設されたボス部 3a, 3b から、例えば他の部材を介することなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 80, 84 を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 11, 12, 13 には、それぞれ 1 対のシールリング 81, 80, 84 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチ C 1 の内周側に、クラッチ C 3 を配置するので、減速回転を伝達するために比較的大きなトルクを伝達しなければならないクラッチ C 1 を外周側に配置することができ、該クラッチ C 1 及びその油圧サーボ 11 を大径化する

ことが可能となり、特に油圧サーボ 11 の油室の受圧面積を大きくすることが可能となって、該クラッチ C1 のトルク伝達可能な容量を大きくすることができるものでありながら、クラッチ C1 に比してトルク伝達可能な容量が小さくてよいクラッチ C3 を内周側に配置することで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

また、クラッチ C2 は、後進 1 速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチ C2 が後進 1 速段で係合された際に、伝達部材 230 が逆転回転することになり、一方で該クラッチ C2 の係合により該クラッチ C2 とサンギヤ S2 とを接続するハブ部材 224 が入力軸 2 の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材 230 とハブ部材 224 との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチ C2 はプラネタリギヤユニット PU を介してプラネタリギヤ PR の反対側に位置するため、つまり伝達部材 230 とハブ部材 224 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニット PU とプラネタリギヤ PR との軸方向における間にカウンタギヤ 5 を配置するので、カウンタギヤ 5 を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ 5 を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特に FF 車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1₂₃ は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、プラネタリギヤ PR とプラネタリギヤユニット PU とを連結する連

結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転を係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるため、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材 230 の内周側に容量の小さいクラッチ C3 を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

<第24の実施の形態>

以下、第23の実施の形態を一部変更した第24の実施の形態について第42図に沿って説明する。第42図は第24の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第24の実施の形態は、一部変更を除き、第23の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第42図に示すように、第24の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構 1₂₄ は、第23の実施の形態の自動変速機構 1₂₃ に対して（第41図参照）、クラッチ C1 の配置を変更したものである。

該自動変速機構 1₂₄ において、クラッチ C1 は、プラネタリギヤ PR の、プラネタリギヤユニット PU の反対側（図中右方側）に配置されている。クラッチ C1 のドラム状部材 221 は、入力軸 2 に接続されている。該クラッチ C1 のドラム状部材 221 の先端部内周側は、摩擦板 71 にスプライン係合しており、該摩擦板 71 の内周側には、ハブ部材 222 がスプライン係合している。ハブ部材 222 は、プラネタリギヤ PR のサンギヤ S1 に接続されている。

また、プラネタリギヤ PR のキャリア CR1 は、その側板がケース 3 に固定支持されている。そして、リングギヤ R1 には伝達部材 230 が接続され、該伝達

部材230にはサンギヤS3が接続されている。なお、油圧サーボ13、摩擦板73、ドラム状部材225、ハブ部材226を有するクラッチC3は、上記伝達部材230の内周側、即ち該伝達部材230に内包される形で配置されている。

以上の構成に基づく自動変速機構1₂₄の作用は、第19の実施の形態と同様であるので（第34図及び第35図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₂₄によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間に例えば2つのクラッチC2、C3を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材230を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。また、3つのクラッチC1、C2、C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1、C2、C3の油圧サーボ11、12、13に供給する油路（例えば2a、91、92、93）の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2aに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ13の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ11、12は、ケース3から延設されたボス部3a、3bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング80、84を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11、12、13には、それぞれ1対のシールリング81、80、84を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 2は、後進1速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 2が後進1速段で係合された際に、伝達部材230が逆転回転することになり、一方で該クラッチC 2の係合により該クラッチC 2とサンギヤS 2とを接続するハブ部材224が入力軸2の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材230とハブ部材224との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 2はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまり伝達部材230とハブ部材224とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

また、例えばクラッチC 1をリングギヤR 1とサンギヤS 3との間に介在させると、減速回転を接・断する必要があり、比較的大きなものになってしまうが、入力軸2とサンギヤS 1との間に介在させることで、該クラッチC 1による入力軸2の回転の接・断によってプラネタリギヤPRのリングギヤR 1から出力される減速回転を接・断するので、クラッチC 1をコンパクト化することができ、それにより自動変速機をコンパクト化することができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₂₄は、前進5速段において直結状態となる変速機構であり、前進1速段ないし前進4速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転を係脱するクラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材230の内周側に容量の小さいクラッチC3を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

<第25の実施の形態>

以下、第23の実施の形態を一部変更した第25の実施の形態について第43図に沿って説明する。第43図は第25の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第25の実施の形態は、一部変更を除き、第23の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第43図に示すように、第25の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₂₅は、第23の実施の形態の自動変速機構1₂₃に対して（第41図参照）、クラッチC3の代わりにブレーキB3を配置し、プラネタリギヤPRのキャリアCR1をブレーキB3により固定自在にしたものである。

該自動変速機構1₂₅において、ブレーキB3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキB3は、油圧サーボ16、摩擦板76、ハブ部材233を有している。該ブレーキB3のハブ部材233は、キャリアCR1に接続されており、該キャリアCR1は、入力軸2に回転自在に支持されている。また、サンギヤS1は入力軸2に接続されている。そして、リングギヤR1には伝達部材230が接続されて

、該伝達部材 230 を介してサンギヤ S3 が接続されている。なお、油圧サーボ 13、摩擦板 73、ドラム状部材 225、ハブ部材 226 を有するクラッチ C3 は、上記伝達部材 230 の内周側、即ち該伝達部材 230 に内包される形で配置されている。

以上の構成に基づく自動変速機構 1₂₅ の作用は、第 20 の実施の形態と同様であるので（第 37 図及び第 38 図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構 1₂₅ によると、プラネタリギヤ PR 及びクラッチ C3 をプラネタリギヤユニット PU の軸方向一方側に配置し、クラッチ C2 をプラネタリギヤユニット PU の軸方向他方側に配置したので、プラネタリギヤ PR とプラネタリギヤユニット PU との間に例えば 2 つのクラッチ C2、C3 を配置する場合に比して、プラネタリギヤ PR とプラネタリギヤユニット PU とを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材 230 を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすることができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ 13 は入力軸 2 上に設けられているので、ケース 3 から 1 対のシールリング 81 で漏れ止めして入力軸 2 内に設けられた油路 2a に油を供給することで、例えば入力軸 2 との油圧サーボ 13 との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ 13 の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ 12 は、ケース 3 から延設されたボス部 3b から、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1 対のシールリング 84 を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ 12、13 には、それぞれ 1 対のシールリング 81、84 を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすることができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチ C2 は、後進 1 速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチ C2 が後進 1 速段で係合された際に、伝達部材 230 が逆転回転することになり、一方で該クラッチ C2 の係合により該クラッチ C2 とサンギヤ S2 とを接

続するハブ部材 2 2 4 が入力軸 2 の回転と同じになる場合が生じ、伝達部材 2 3 0 とハブ部材 2 2 4 との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチ C 2 はプラネタリギヤユニット P U を介してプラネタリギヤ P R の反対側に位置するため、つまり伝達部材 2 3 0 とハブ部材 2 2 4 とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニット P U とプラネタリギヤ P R との軸方向における間にカウンタギヤ 5 を配置するので、カウンタギヤ 5 を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輻に搭載する際に、カウンタギヤ 5 を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特に F F 車輻であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輻の搭載性を向上することができる。

更に、プラネタリギヤ P R からプラネタリギヤユニット P U に出力する減速回転をブレーキ B 3 により接・断するようにしたので、例えばクラッチ C 1 を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキ B 3 は、ケース 3 からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチ C 1 を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構 1₂₅ は、前進 5 速段において直結状態となる変速機構であり、前進 1 速段ないし前進 4 速段でのギヤ比の幅を細かく設定することができる。それにより、特に車輻に搭載された際に、低中車速で走行する車輻において、エンジンをより良い回転数で使うことができ、低中速走行での燃費の向上を図ることができる。

ところで、プラネタリギヤ P R とプラネタリギヤユニット P U とを連結する連結部材（特に伝達部材）は、減速されたトルクが入力されるため、それに耐え得る剛性を必要とする。例えば低中速段で係合するクラッチや減速回転に係脱する

クラッチを連結部材の内周側に配置しようとした場合、それらクラッチは容量の大きいものである必要があるので、その容量に対応させるべく径方向にそれなりの大きさを必要としてしまう。したがって、連結部材がそのようなクラッチの外周側を通すタイプであると、そのクラッチの必要径方向寸法のさらに大きな径を必要として、必要以上に連結部材の径方向寸法も増大してしまう虞があり、自動変速機全体として径方向に大きくなってしまう。そこで本実施の形態は、径方向寸法の増大を低減し、コンパクトな自動変速機を提供することを目的としている。

。

本実施の形態では、連結部材、特に伝達部材 230 の内周側に容量の小さいクラッチ C3 を配置することで、連結部材の径方向寸法を増大することなく、全てのクラッチを配置することができる。

なお、以上の本発明に係る第1乃至第25の実施の形態において、自動変速機にトルクコンバータを備えているものに適用されるとして説明したが、これに限らず、発進時にトルク（回転）の伝達を行うような発進装置であれば何れのものであってもよい。また、駆動源としてエンジンである車輻に搭載する場合について説明したが、これに限らず、ハイブリッド車輻に搭載することも可能であり、駆動源が何れのものであってもよいことは、勿論である。更に、上記自動変速機はFF車輻に用いて好適であるが、これに限らず、FR車輻、4輪駆動車輻など、他の駆動方式の車輻に用いることも可能である。

また、以上の第1乃至第25の実施の形態において、減速回転出力手段としてのプラネタリギヤPRが、ダブルピニオンプラネタリギヤであるものについて説明したが、これに限らず、シングルピニオンプラネタリギヤを用いてもよい。

また、以上の第1乃至第20の実施の形態、及び第23乃至第25の実施の形態において、該プラネタリギヤPRのサンギヤS1に入力軸2の回転を入力し、キャリアCR1の回転を固定することで、リングギヤR1を減速回転させるものについて説明したが、サンギヤS1の回転を固定し、キャリアCRに入力軸2の回転を入力してリングギヤR1を減速回転させるものであってもよい。

更に、例えば第1の実施の形態と第2の実施の形態とにおいて、自動変速機構の入力側と出力側とを入れ替えた形のものを説明したが、これに限らず、その他

の実施の形態における自動変速機構も入力側と出力側とを入れ替えた形のものを
用いることが可能である。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明に係る自動変速機は、乗用車、トラック、バス、などの
車輻に搭載するものとして有用であり、特に車輻の搭載性からコンパクト化、軽
量化が要求され、更に変速ショックの低減が要求される車輻に搭載するものとし
て用いるのに適している。

請 求 の 範 囲

1. 駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、
第1、第2、第3及び第4の回転要素を有するプラネタリギヤユニットと、
前記入力軸の回転を減速した減速回転を前記第1の回転要素に出力自在な減速
回転出力手段と、
前記入力軸と前記第2の回転要素を係脱自在に連結する第1のクラッチと、
前記入力軸と前記第3の回転要素を係脱自在に連結する第2のクラッチと、
前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備えた自
動変速機において、
前記減速回転出力手段及び前記第1のクラッチを、前記プラネタリギヤユニッ
トの軸方向一方側に配置し、
前記第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置す
る、
ことを特徴とする自動変速機。
2. 前記減速回転出力手段と前記プラネタリギヤユニットとを連結する連結部
材を有し、
前記連結部材の内周側に前記第1のクラッチを配置してなる、
請求の範囲第1項記載の自動変速機。
3. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素
、回転を常時固定する固定要素、及び前記減速回転にて回転する減速回転要素を
有する減速プラネタリギヤと、前記減速回転要素と前記第1の回転要素との間を
係脱自在に連結し得る第3のクラッチと、からなり、
前記第3のクラッチが係合することにより、前記第1の回転要素に前記減速回
転が伝達されてなる、
請求の範囲第1項または第2項記載の自動変速機。
4. 前記第3のクラッチの内周側に、前記第1のクラッチを配置してなる、
請求の範囲第3項記載の自動変速機。
5. 前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材と連結されるドラム部材お
よびハブ部材とを有し、

前記ハブ部材を前記減速回転要素と連結し、

前記ドラム部材はピストンと油密状にシールされた油圧サーボを形成すると共に、前記第 1 の回転要素と連結し、

前記ドラム部材の内周側に前記第 1 のクラッチを配置してなる、

請求の範囲第 4 項記載の自動変速機。

6. 前記第 3 のクラッチの摩擦部材は、前記減速プラネタリギヤの外周側に配置され、

前記第 3 のクラッチの油圧サーボは、前記減速プラネタリギヤに対して、前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に隣接して配置されてなる、

請求の範囲第 5 項記載の自動変速機。

7. 前記第 3 クラッチの油圧サーボの外周に、減速回転が入力される前記プラネタリギヤユニットの前記第 1 の回転要素に係止する第 1 のブレーキの油圧サーボが配置されてなる、

請求の範囲第 6 項記載の自動変速機。

8. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸からの回転を入力し得る入力回転要素、回転を常時固定する固定要素、及び前記第 1 の回転要素に常時連結されると共に前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と入力回転要素との間を係脱自在に連結し得る第 3 のクラッチと、からなり、

前記第 3 のクラッチに係合することにより、前記第 1 の回転要素に前記減速回転が伝達されてなる、

請求の範囲第 1 項または第 2 項記載の自動変速機。

9. ケースの側壁の一端側から延びる第 1 のボス部に、前記減速プラネタリギヤの固定要素が固定して配置され、

前記第 1 のボス部の外周に前記第 3 クラッチの油圧サーボが配置され、

前記ケースの側壁の他端側から延びる第 2 のボス部の外周に前記第 2 のクラッチの油圧サーボが配置され、

前記第 1 のクラッチは、前記プラネタリギヤと隣接配置されると共に、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたド

ラム部材とハブ部材とを有し、

前記ドラム部材が前記入力軸と連結されてなる、

請求の範囲第3項ないし第8項のいずれか記載の自動変速機。

10. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結されると共に前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記入力軸と前記入力回転要素との間を係脱自在に連結し得る第3のクラッチと、前記固定要素の回転を固定し得る第3のブレーキと、からなり、

前記第3のクラッチ及び前記第3のブレーキが係合することにより、前記第1の回転要素に前記減速回転が伝達されてなる、

請求の範囲第1項または第2項記載の自動変速機。

11. 前記減速回転出力手段と前記プラネタリギヤユニットとを連結する連結部材を有し、

前記連結部材の内周側に、前記第3のクラッチを配置してなる、

請求の範囲第8項ないし第10項のいずれか記載の自動変速機。

12. 前記第1のクラッチと前記第3のクラッチは、前記連結部材の内周側に、軸方向に並んで配置されてなる、

請求の範囲第11項記載の自動変速機。

13. 前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有し、

前記油圧サーボは、前記摩擦部材に対して前記減速プラネタリギヤの軸方向反対側に配置され、

前記油圧サーボのシリンダを構成するドラム部材を前記入力軸と連結してなる、

請求の範囲第12項記載の自動変速機。

14. 前記第3のクラッチの油圧サーボは、前記第1のクラッチの油圧サーボと前記第3のクラッチの摩擦部材との間に、前記第1のクラッチの油圧サーボと隣接して配置されてなる、

請求の範囲第13項記載の自動変速機。

15. 前記減速回転出力手段と前記プラネタリギヤユニットとを連結する連結部材を有し、

前記第3のブレーキは、前記減速プラネタリギヤに対して前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなる、

請求の範囲第10項記載の自動変速機。

16. 前記第3のブレーキの油圧サーボを、ケースに設けてなる、

請求の範囲第15項記載の自動変速機。

17. 前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有し、

前記油圧サーボは、前記摩擦部材に対して前記減速プラネタリギヤの軸方向反対側に配置され、

前記油圧サーボのシリンダを構成するドラム部材を前記入力軸と連結してなる、

請求の範囲第15項または第16項記載の自動変速機。

18. 前記減速回転出力手段は、前記入力軸の回転を常時入力する入力回転要素、回転を固定する固定要素、及び前記第1の回転要素に常時連結されると共に前記減速回転にて回転する減速回転要素を有する減速プラネタリギヤと、前記固定要素の回転を固定し得る第3のブレーキと、からなり、

前記第3のブレーキが係合することにより、前記第1の回転要素に前記減速回転が伝達されてなる、

請求の範囲第1項または第2項記載の自動変速機。

19. 前記第3のブレーキは、前記減速プラネタリギヤに対して前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなり、

前記第3のブレーキの油圧サーボを、ケースに設けてなる、

請求の範囲第18項記載の自動変速機。

20. 前進6速段、及び後進1速段を達成し得、前進4速段の際に前記第1クラッチと前記第2クラッチとが共に係合してなる、

請求の範囲第1項ないし第19項のいずれか記載の自動変速機。

21. 縦軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のそれぞれの回転数を

示すと共に、横軸に前記第 1、第 2、第 3 及び第 4 の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第 1 の回転要素を横方向最端部に位置し、順に前記第 3 の回転要素、前記出力部材に連結された前記第 4 の回転要素、前記第 2 の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第 20 項記載の自動変速機。

22. 前記プラネタリギヤユニットは、第 1 のサンギヤと、該第 1 のサンギヤに嚙合するロングピニオンと、該ロングピニオンに嚙合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンを回転支持するキャリアと、該ショートピニオンに嚙合する第 2 のサンギヤと、該ロングピニオンに嚙合するリングギヤと、により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、

前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得、かつ第 1 のブレーキの係止により固定自在な前記第 1 のサンギヤであり、

前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得る前記第 2 のサンギヤであり、

前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 2 のブレーキの係止により固定自在な前記キャリアであり、

前記第 4 の回転要素は、前記出力部材に連結される前記リングギヤである、

請求の範囲第 20 項または第 21 項記載の自動変速機。

23. 前記プラネタリギヤユニットは、第 1 のサンギヤと、該第 1 のサンギヤに連結された第 2 のサンギヤと、該第 1 のサンギヤに嚙合する第 1 のキャリアと、該第 2 のサンギヤに嚙合する第 2 のキャリアと、該第 2 のキャリアに連結された第 1 のリングギヤと、該第 2 のキャリアに嚙合する第 2 のリングギヤと、を有する 2 つのシングルプラネタリギヤにより構成されてなり、

前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得、かつ第 1 のブレーキの係止により固定自在な前記第 2 のリングギヤであり、

前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得る前記第 1 のサンギヤ及び前記第 2 のサンギヤであり、

前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を

入力し得、かつ第2のブレーキの係止により固定自在な前記第2のキャリア及び前記第1のリングギヤであり、

前記第4の回転要素は、前記出力部材に連結される第1のキャリアである、

請求の範囲第20項または第21項記載の自動変速機。

24. 前進1速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第2のブレーキを係止し、

前進2速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第1のブレーキを係止し、

前進3速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第1のクラッチを係合し、

前進4速段の際に、前記第1のクラッチと前記第2のクラッチとを共に係合し、

前進5速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第2のクラッチを係合し、

前進6速段の際に、前記第2のクラッチを係合すると共に、前記第1のブレーキを係止し、

後進1速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第2のブレーキを係止し、

前進6速段、及び後進1速段を達成してなる、

請求の範囲第22項または第23項記載の自動変速機。

25. 前進6速段、及び後進1速段を達成し得、前記5速段の際に前記第1クラッチと前記第2クラッチが共に係合してなる、

請求の範囲第1項ないし第19項のいずれか記載の自動変速機。

26. 縦軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第1の回転要素を横方向最端部に位置し順に前記出力部材に連結された前記第4の回転要素、前記第2の回転要素、前記第3の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第 25 項記載の自動変速機。

27. 前記プラネタリギヤユニットは、第 1 のサンギヤと、該記第 1 のサンギヤに噛合するロングピニオンと、該ロングピニオンに噛合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンを回転支持するキャリアと、該ショートピニオンに噛合する第 2 のサンギヤと、該ロングピニオンに噛合するリングギヤと、により構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、

前記第 1 の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し得る前記第 2 のサンギヤであり、

前記第 2 の回転要素は、前記第 1 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 1 のブレーキの係止により固定自在な前記キャリアであり、

前記第 3 の回転要素は、前記第 2 のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し得、かつ第 2 のブレーキの係止により固定自在な前記第 1 のサンギヤであり、

前記第 4 の回転要素は、前記出力部材に連結される前記リングギヤである、

請求の範囲第 25 項または第 26 項記載の自動変速機。

28. 前進 1 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 1 のブレーキを係止し、

前進 2 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のブレーキを係止し、

前進 3 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のクラッチを係合し、

前進 4 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 1 のクラッチを係合し、

前進 5 速段の際に、前記第 1 のクラッチと前記第 2 のクラッチとを共に係合し、

前進 6 速段の際に、前記第 1 のクラッチを係合すると共に、前記第 2 のブレーキを係止し、

後進 1 速段の際に、前記第 2 のクラッチを係合すると共に、前記第 1 のブレーキを係止し、

前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成してなる、

請求の範囲第 2 7 項記載の自動変速機。

29. 前記第 1 のクラッチは、前記減速プラネタリギヤに対して、前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置されてなる、

請求の範囲第 1 項ないし第 2 8 項のいずれか記載の自動変速機。

30. 前記第 1 のクラッチは、比較的低中速段にて係合するクラッチである、

請求の範囲第 2 0 項ないし第 2 4 項のいずれか記載の自動変速機。

31. 前記第 2 のクラッチは、後進段にて係合するクラッチである、

請求の範囲第 2 5 項ないし第 2 8 項のいずれか記載の自動変速機。

32. 前記第 1 のクラッチは、内周側が前記第 2 の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合する第 1 のドラム部材と、該摩擦板を押圧する第 1 のピストン部材と、該第 1 のピストン部材の内周側及び外周側と該第 1 のドラム部材との間を液密状にシールすることにより形成される第 1 の油圧サーボ用油圧室と、を有し、

前記第 2 のクラッチは、内周側が前記第 3 の回転要素に連結する部材にスプライン係合する摩擦板と、油圧サーボを内包すると共に該摩擦板の外周側にスプライン係合し、かつ前記第 2 の回転要素に連結する部材の内周側に配置される第 2 のドラム部材と、該摩擦板を押圧する第 2 のピストン部材と、該第 2 のピストン部材の内周側と前記入力軸との間、及び外周側と該第 2 のドラム部材との間を液密状にシールすることにより形成される第 2 の油圧サーボ用油圧室と、を有してなる、

請求の範囲第 1 項ないし第 3 1 項のいずれか記載の自動変速機。

33. 前記プラネタリギヤユニットと前記減速回転出力手段との前記軸方向における間に前記出力部材を配置してなる、

請求の範囲第 1 項ないし第 3 2 項のいずれか記載の自動変速機。

34. 前記プラネタリギヤユニットと前記第 2 のクラッチとの前記軸方向における間に前記出力部材を配置してなる、

請求の範囲第 1 項ないし第 3 3 項のいずれか記載の自動変速機。

35. 前記減速回転出力手段は、ダブルピニオンプラネタリギヤからなる減速プラネタリギヤを有し、

前記減速プラネタリギヤ及び前記プラネタリギヤユニット、出力部材は前記入力軸に同軸状に設けられてなる、

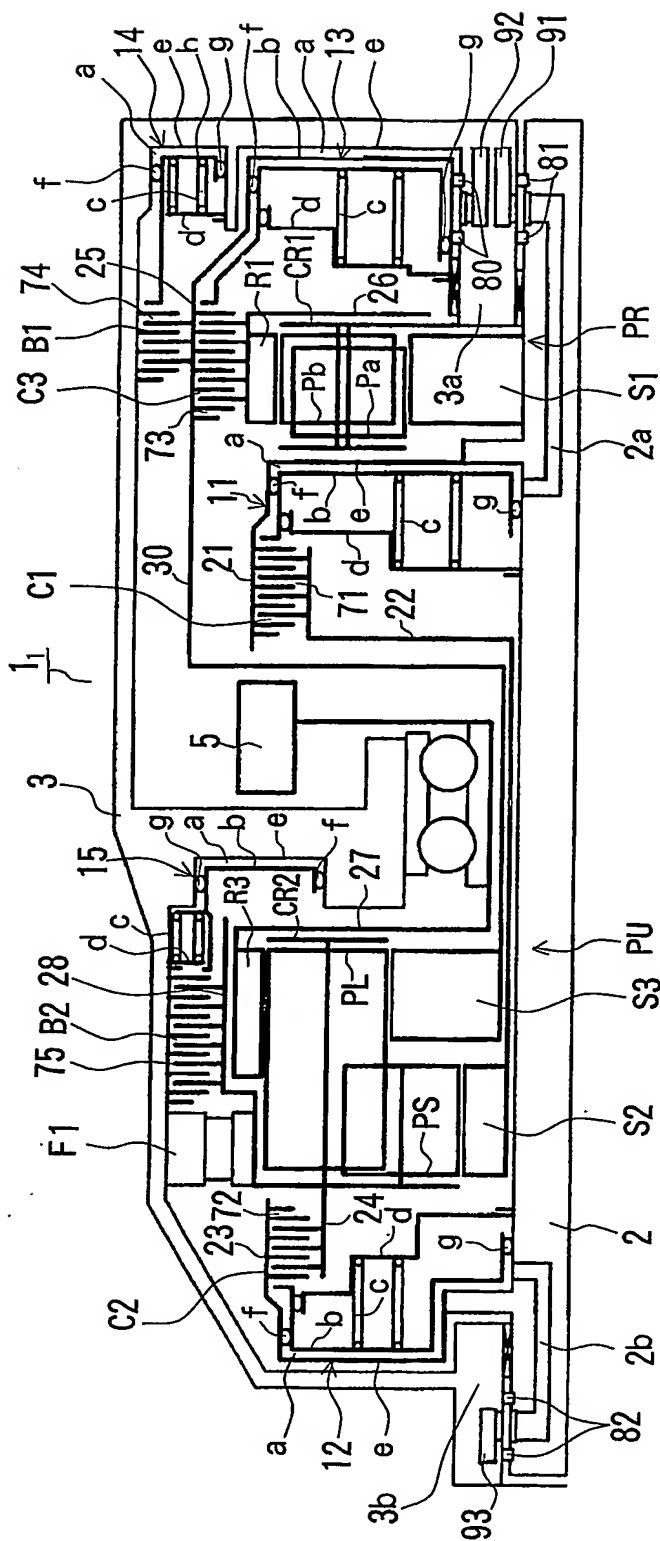
請求の範囲第1項ないし第34項のいずれか記載の自動変速機。

36. 駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、

前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に嚙合するカウンタギヤである、

請求の範囲第1項ないし第35項のいずれか記載の自動変速機。

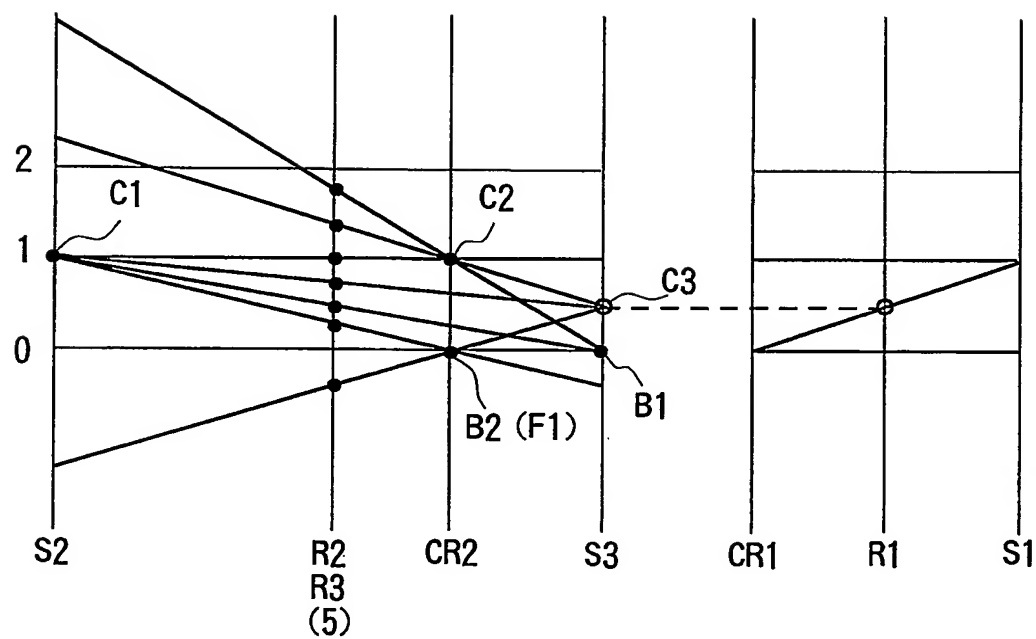
第1図



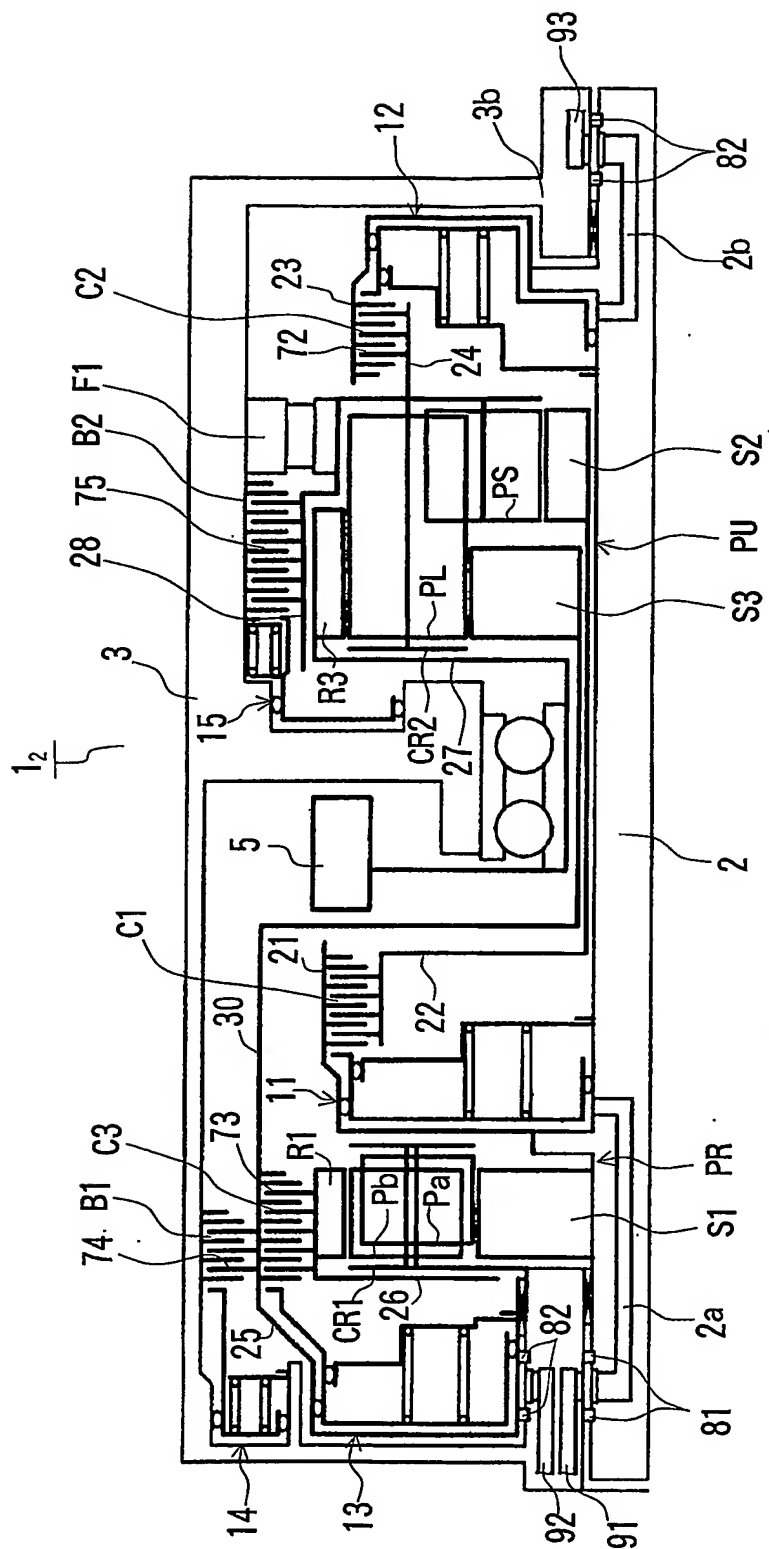
2/43
第2図

係合表

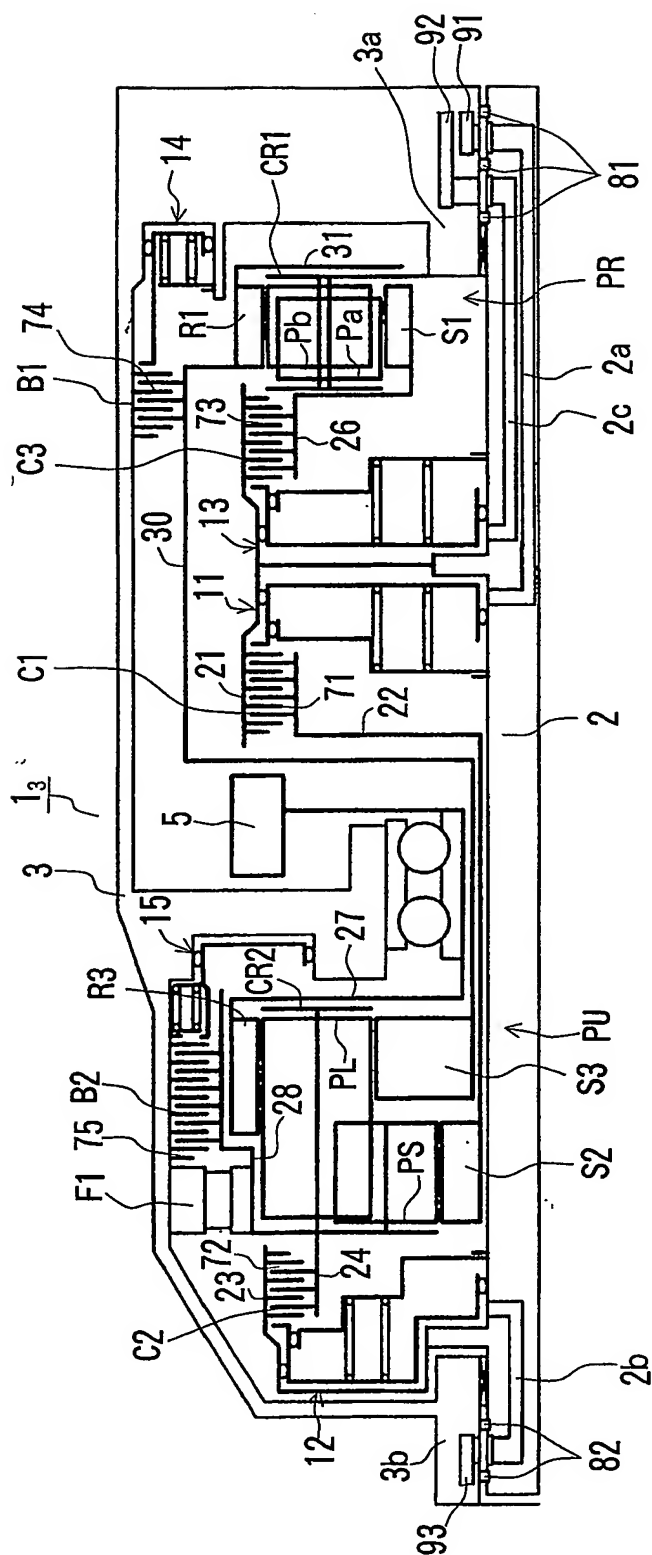
		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R				○		○	
N							
D	1 速	○				(○)	○
	2 速	○			○		
	3 速	○		○			
	4 速	○	○				
	5 速		○	○			
	6 速		○		○		

3/43
第3図

第4図

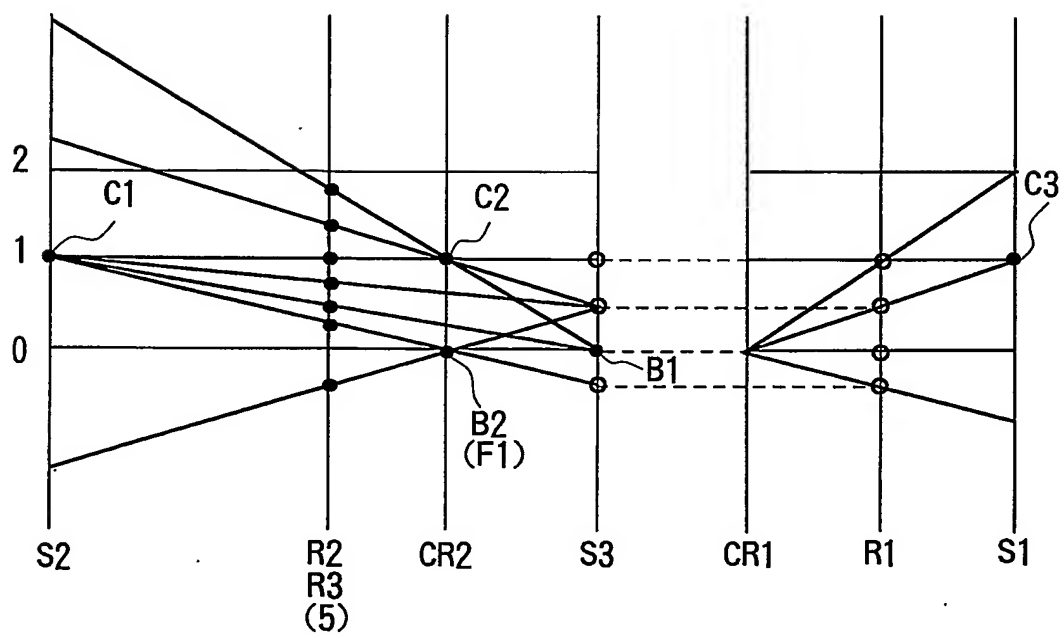


第5図



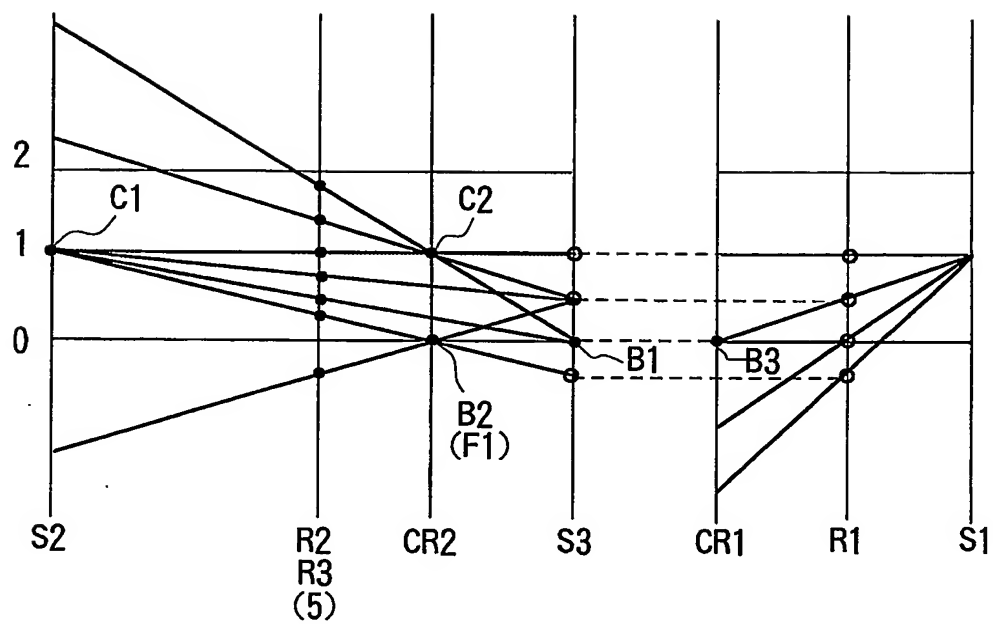
6/43
第6図係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R				○		○	
N							
D	1速	○				(○)	○
	2速	○			○		
	3速	○		○			
	4速	○	○				
	5速		○	○			
	6速		○		○		

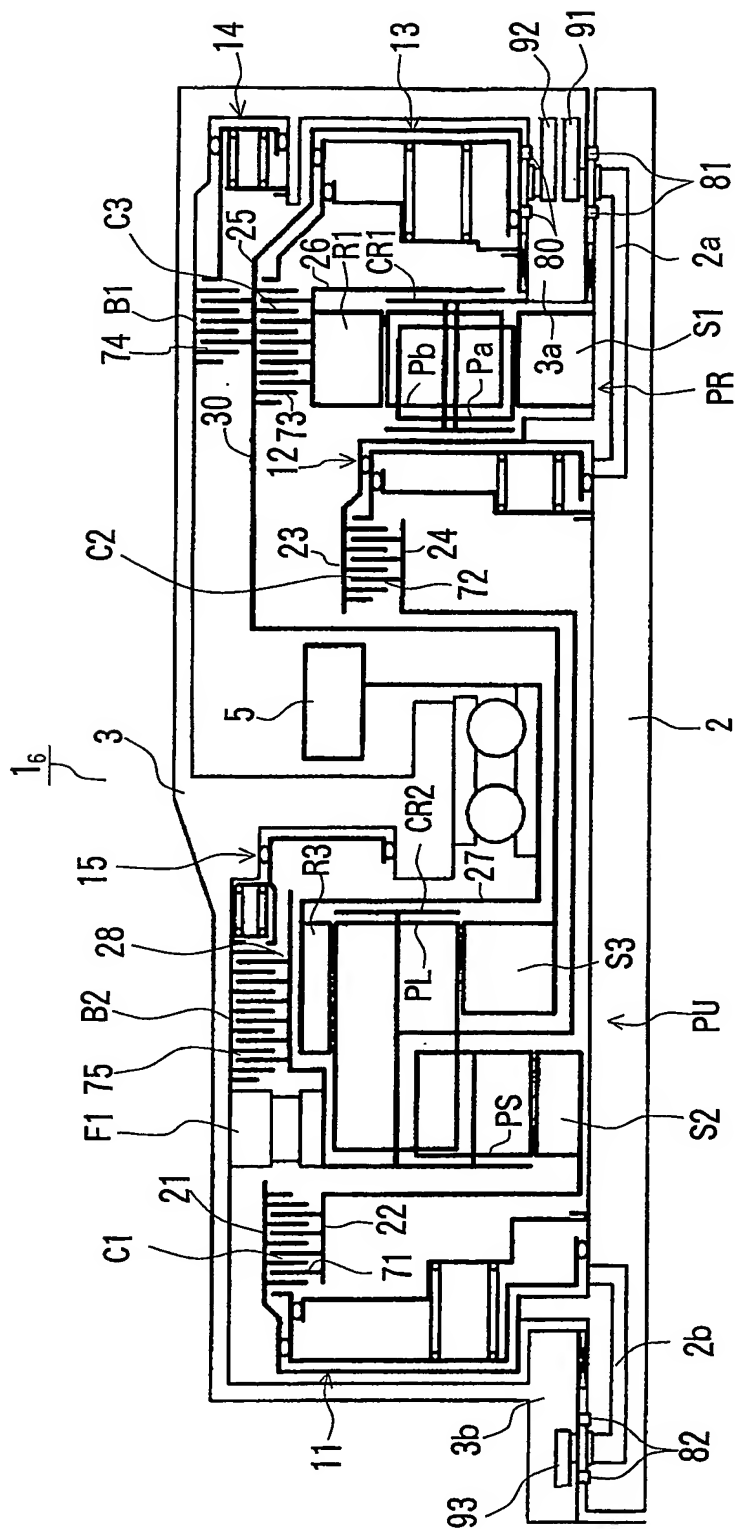
7/43
第7図

9/43
第9図係合表

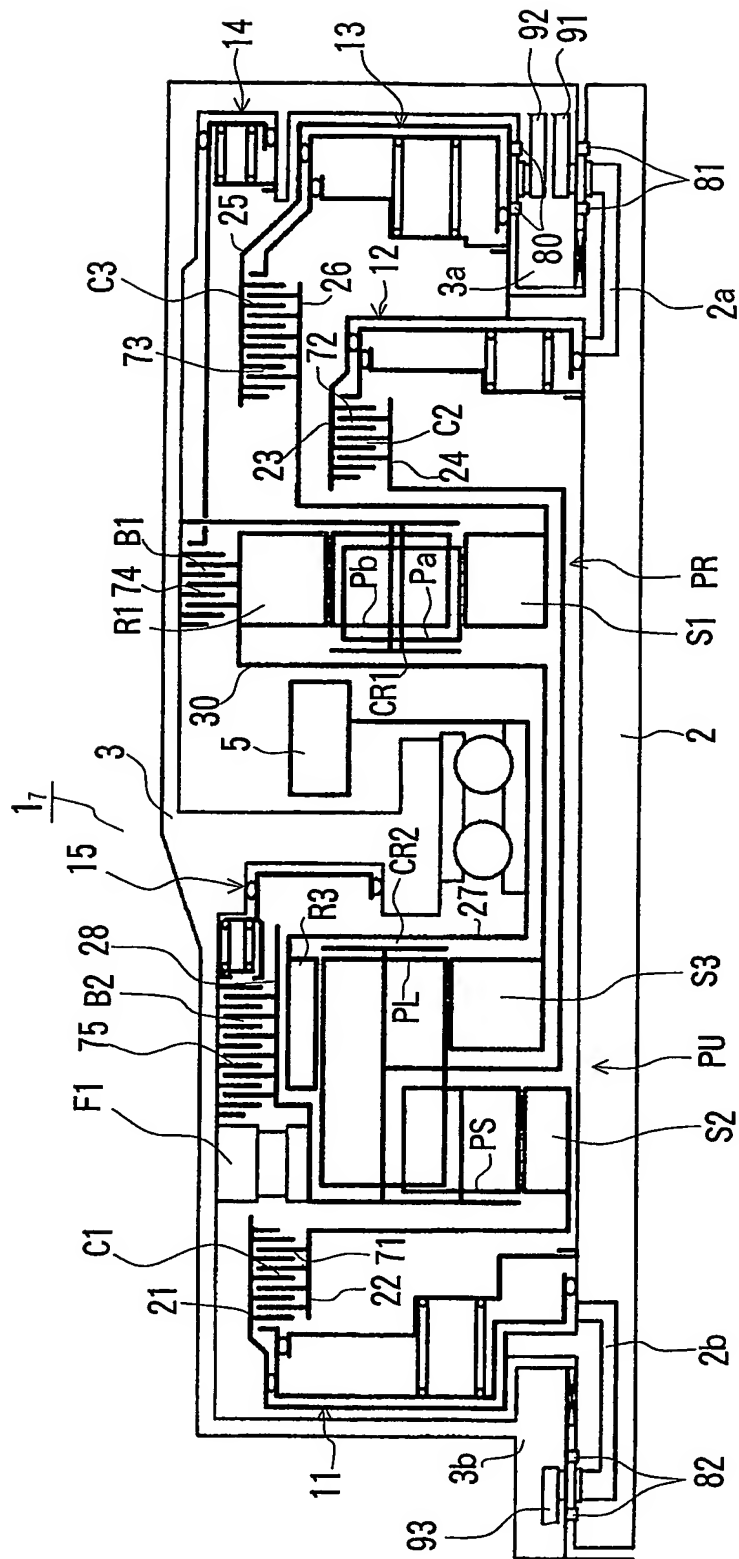
		C1	C2	B1	B2	B3	F1
P							
R					○	○	
N							
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○		○			
	3 速	○				○	
	4 速	○	○				
	5 速		○			○	
	6 速		○	○			

10/43
第10図

第12図

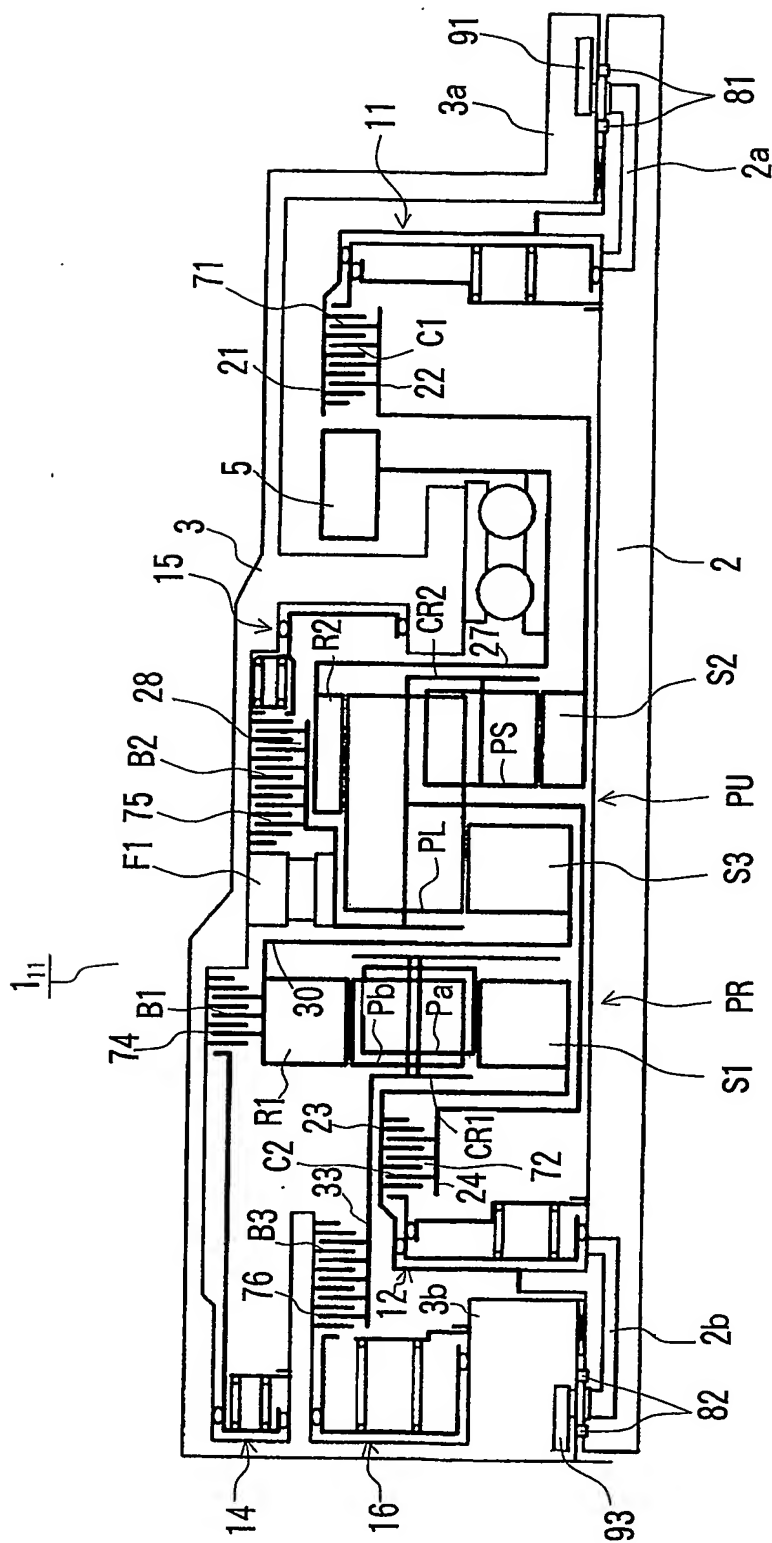


第13図

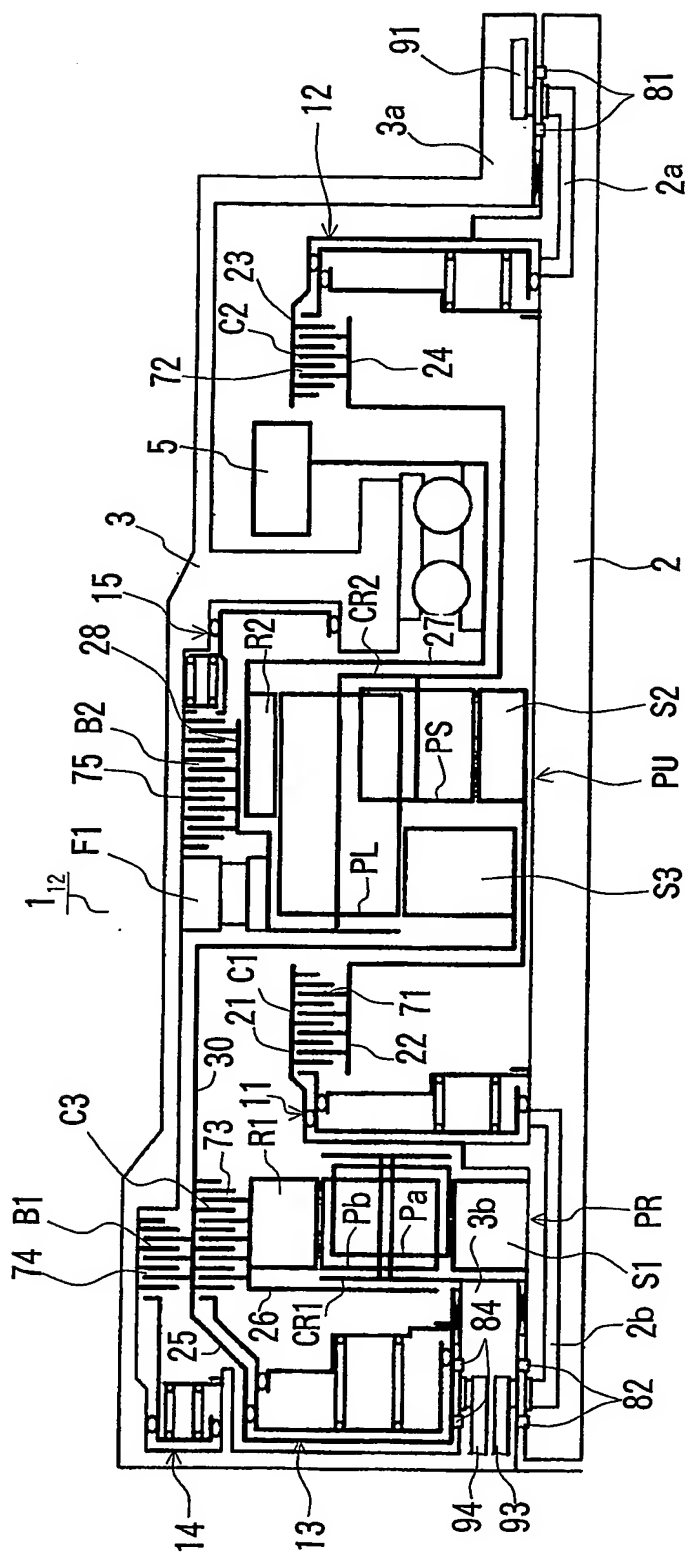


17/43

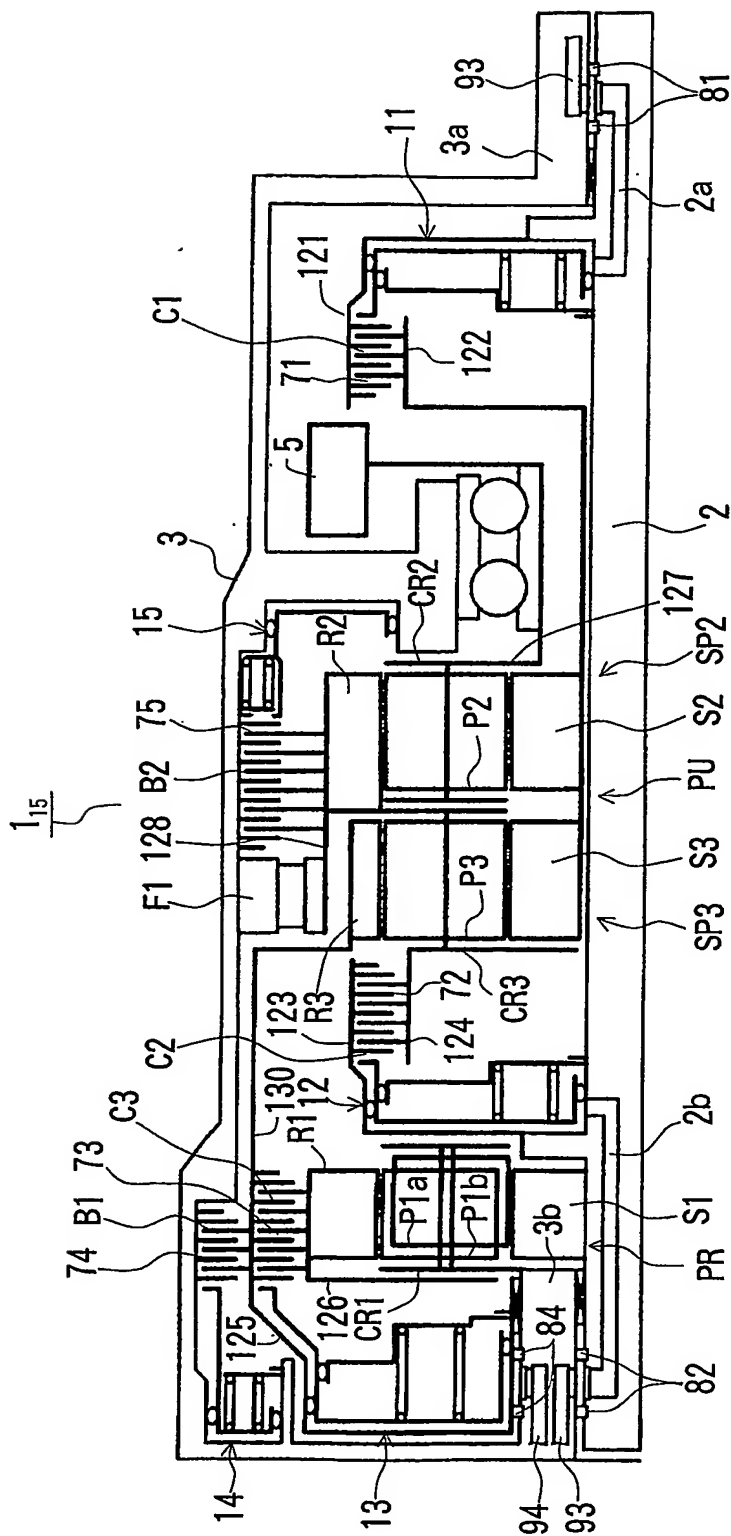
第17図



第18図



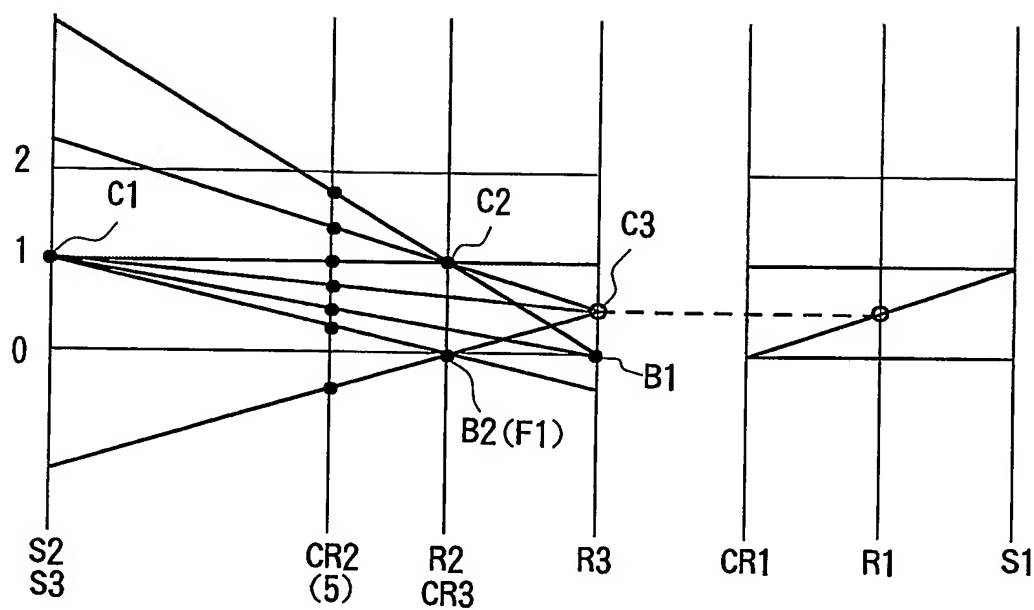
第21図



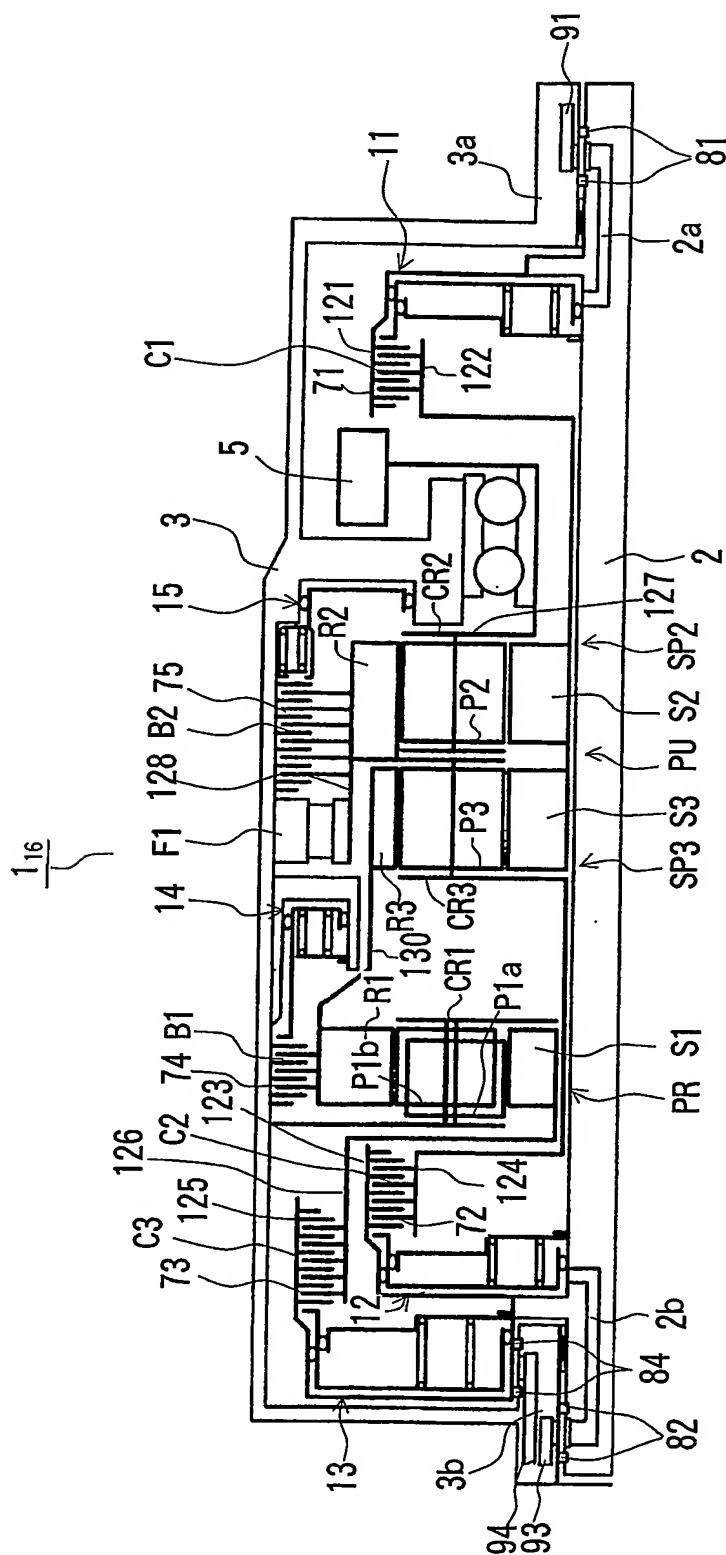
22/43
第22図係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R				○		○	
N							
D	1 速	○				(○)	○
	2 速	○			○		
	3 速	○		○			
	4 速	○	○				
	5 速		○	○			
	6 速		○		○		

23/43
第23図



第24図

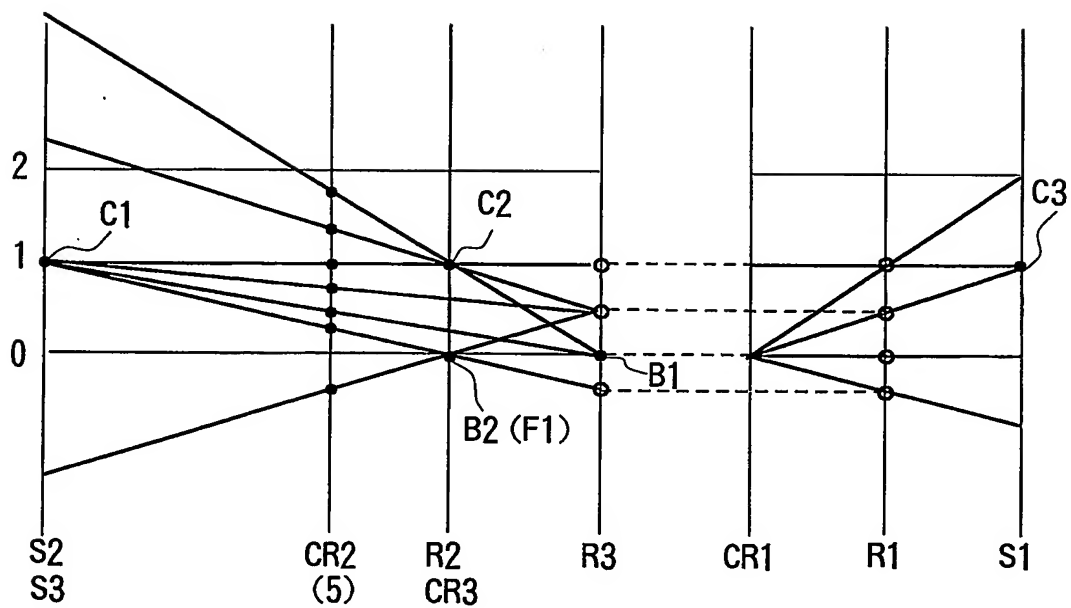


25/43
第25図

係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R				○		○	
N							
D	1 速	○				(○)	○
	2 速	○			○		
	3 速	○		○			
	4 速	○	○				
	5 速		○	○			
	6 速		○		○		

26/43
第26図

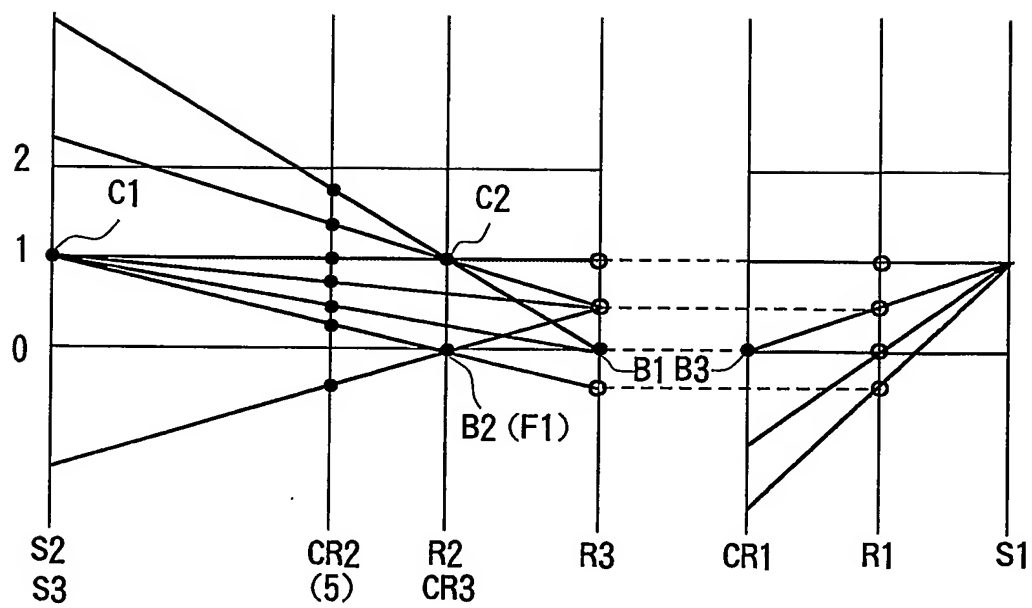


28/43
第28図

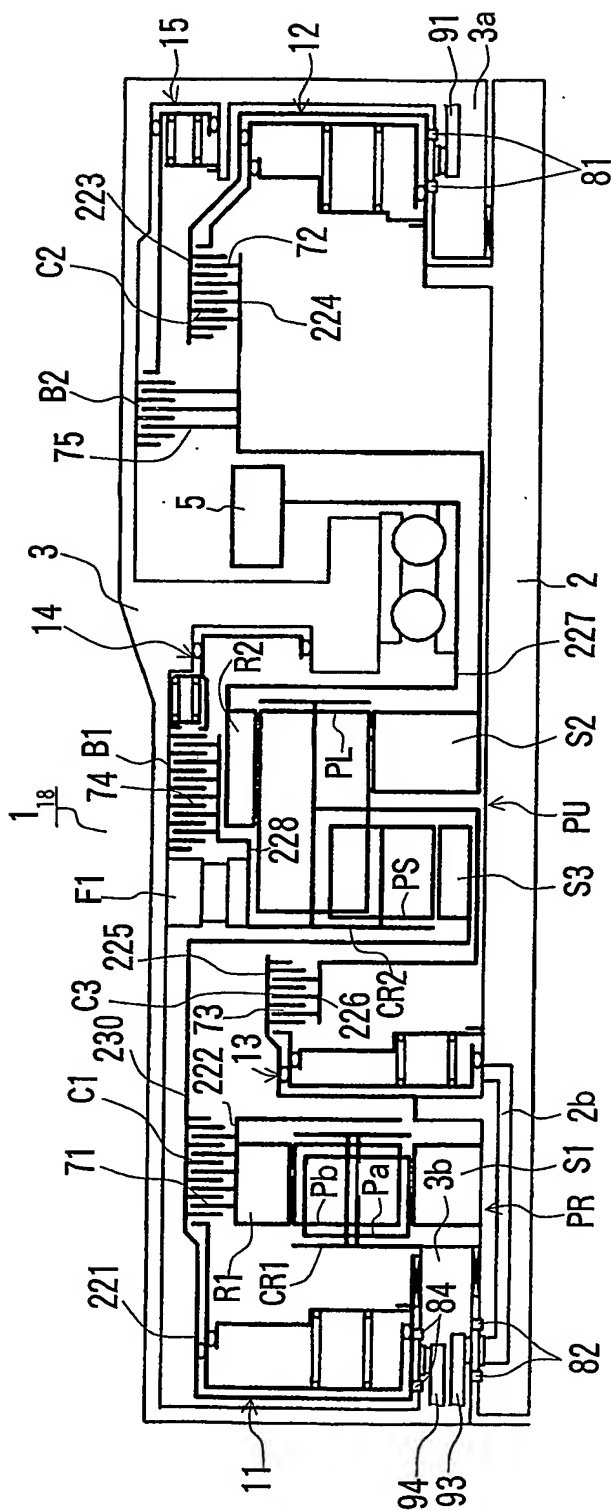
係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R				○		○	
N							
D	1速	○				(○)	○
	2速	○			○		
	3速	○		○			
	4速	○	○				
	5速		○	○			
	6速		○		○		

29/43
第29図



第30図

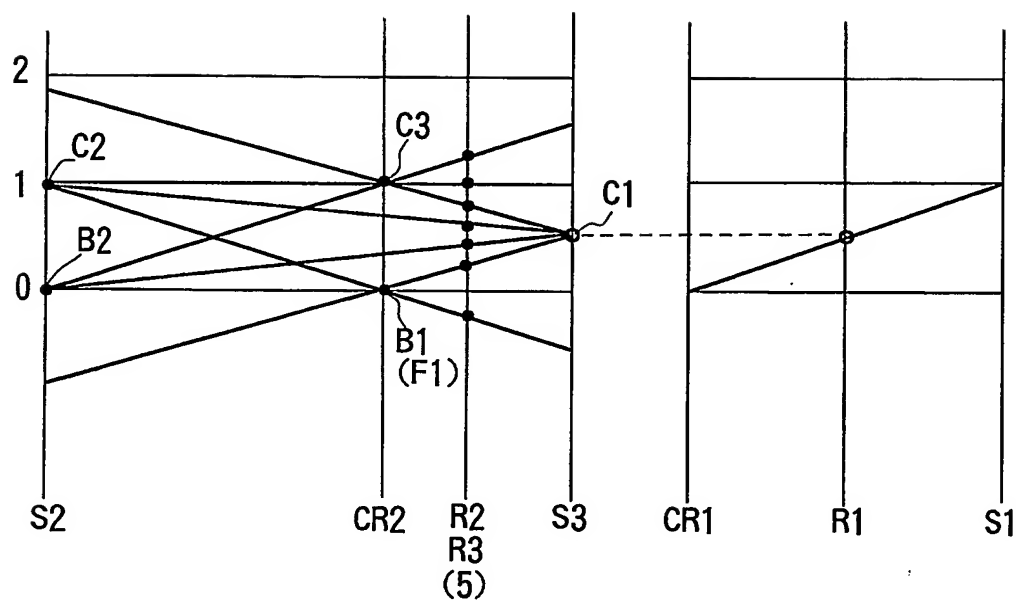


31/43
第31図

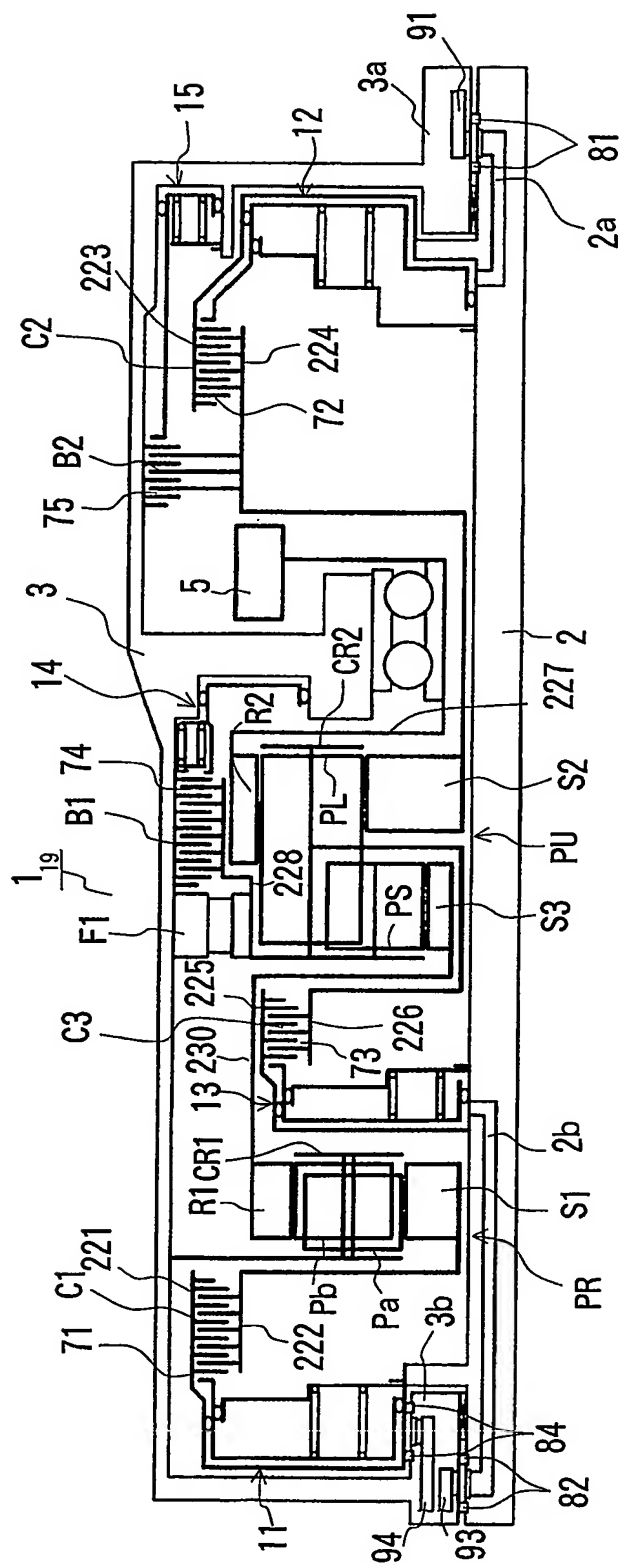
係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R			○		○		
N							
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○				○	
	3 速	○	○				
	4 速	○		○			
	5 速		○	○			
	6 速			○		○	

32/43
第32図



33/43
第33図

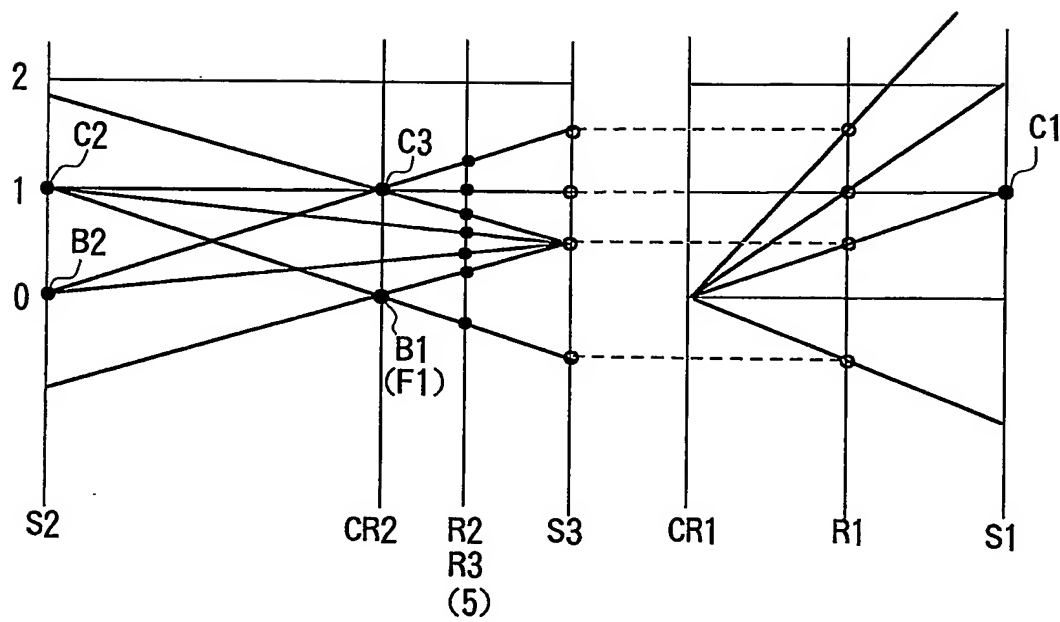


34/43
第34図

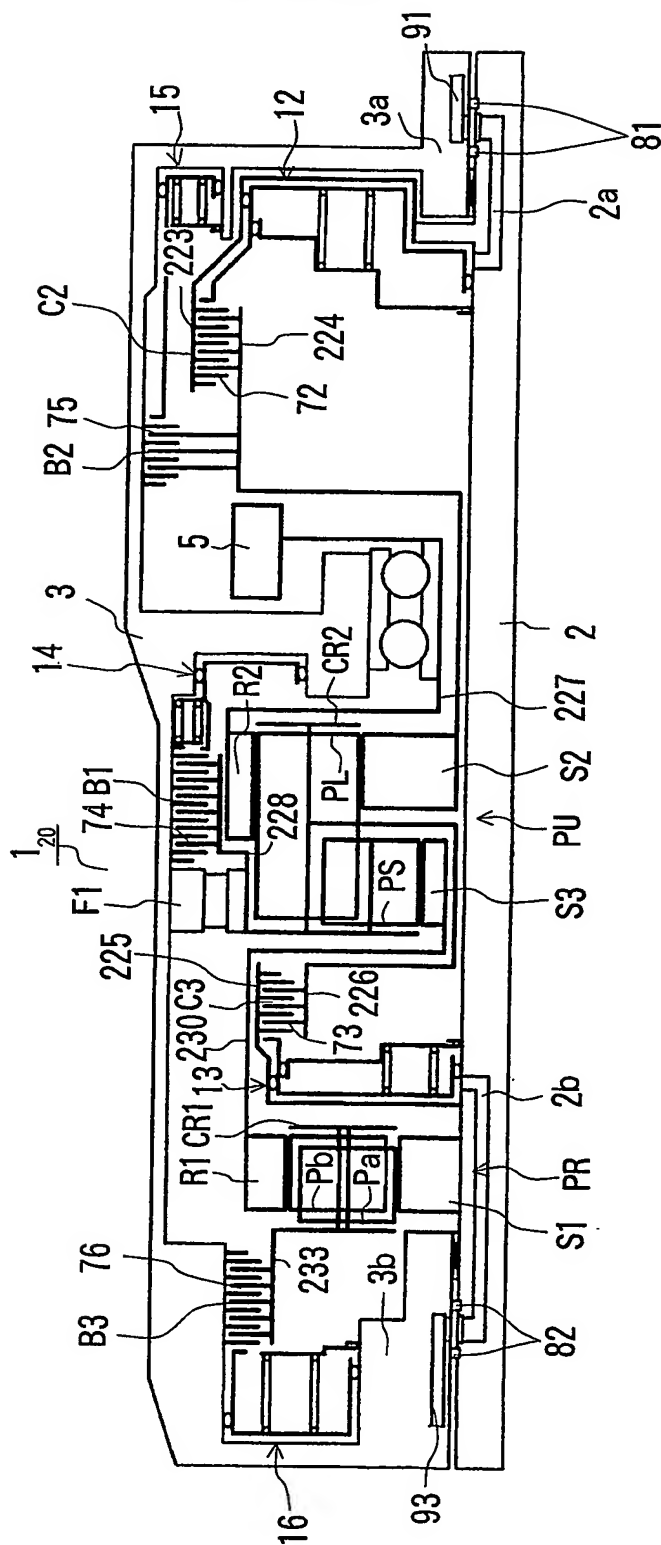
係合表

		C1	C2	C3	B1	B2	F1
P							
R			○		○		
N							
D	1 速	○			(○)		○
	2 速	○				○	
	3 速	○	○				
	4 速	○		○			
	5 速		○	○			
	6 速			○		○	

35/43
第35図



36/43
第36図

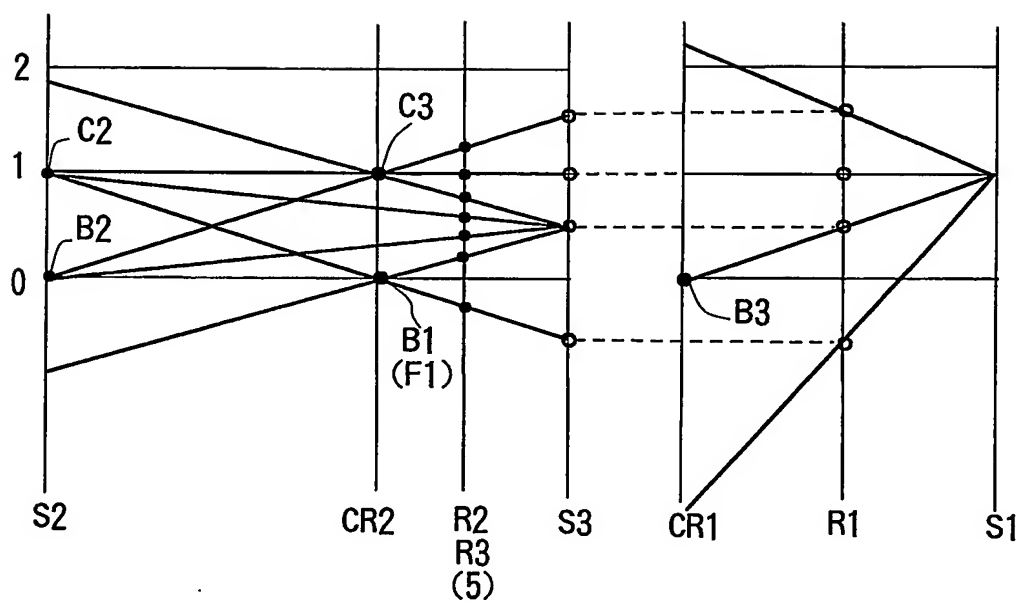


37/43
第37図

係合表

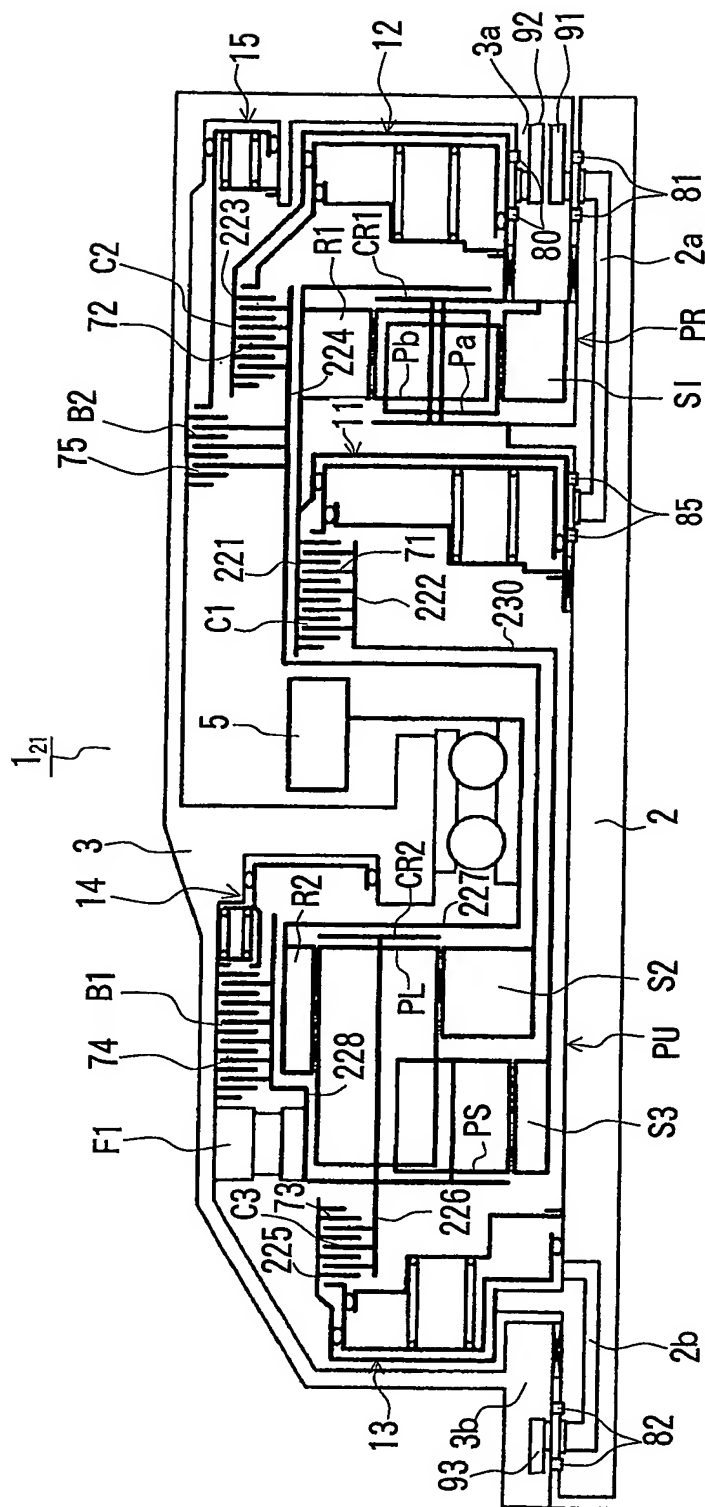
		C2	C3	B1	B2	B3	F1
P							
R		○		○			
N							
D	1 速			(○)		○	○
	2 速				○	○	
	3 速	○				○	
	4 速		○			○	
	5 速	○	○				
	6 速		○		○		

38/43
第38図



39/43

第39図



第40図

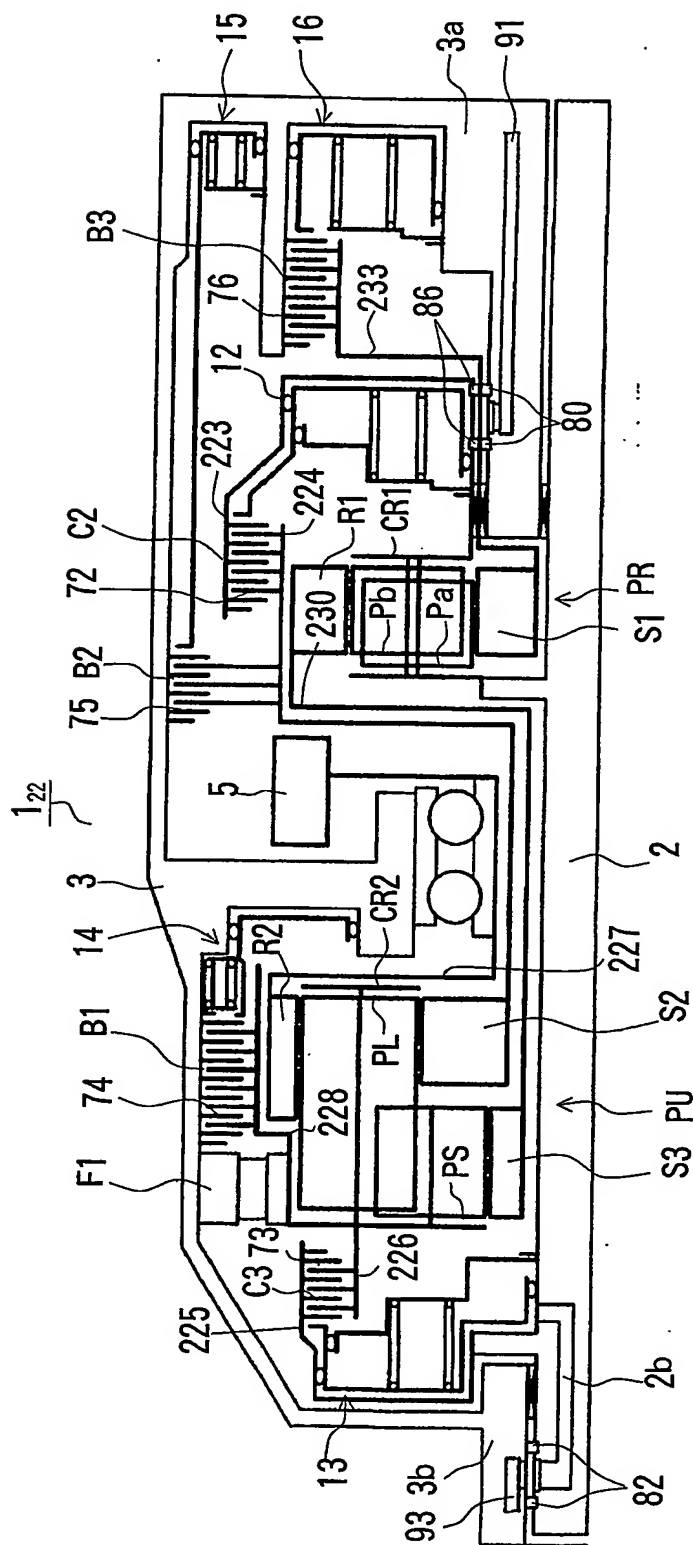
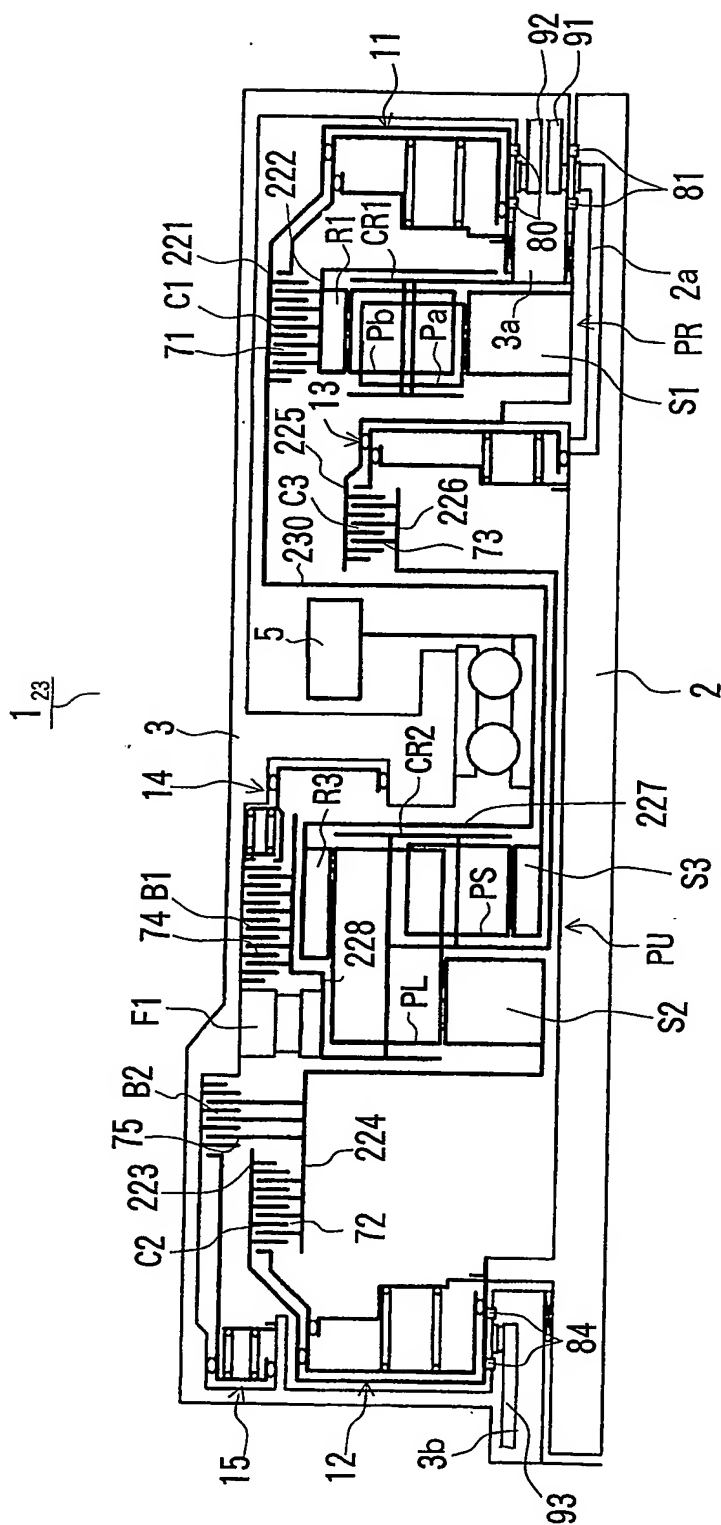
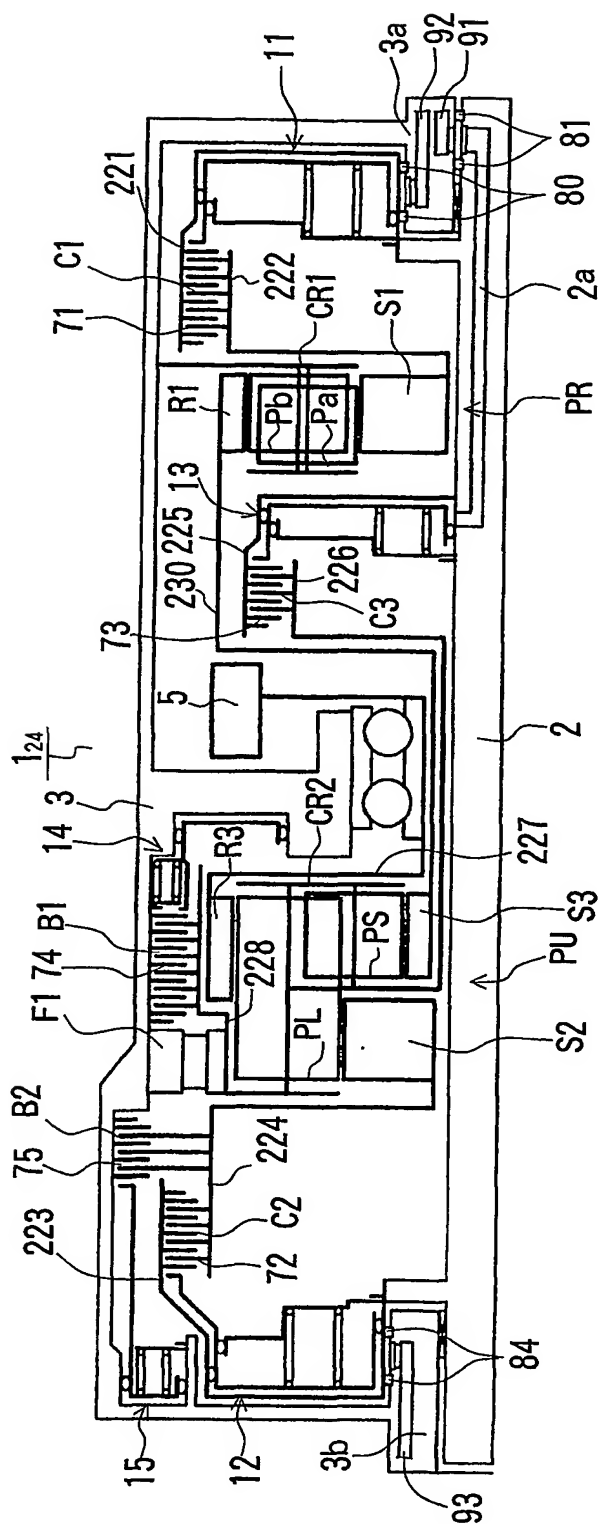


圖 41 鋸

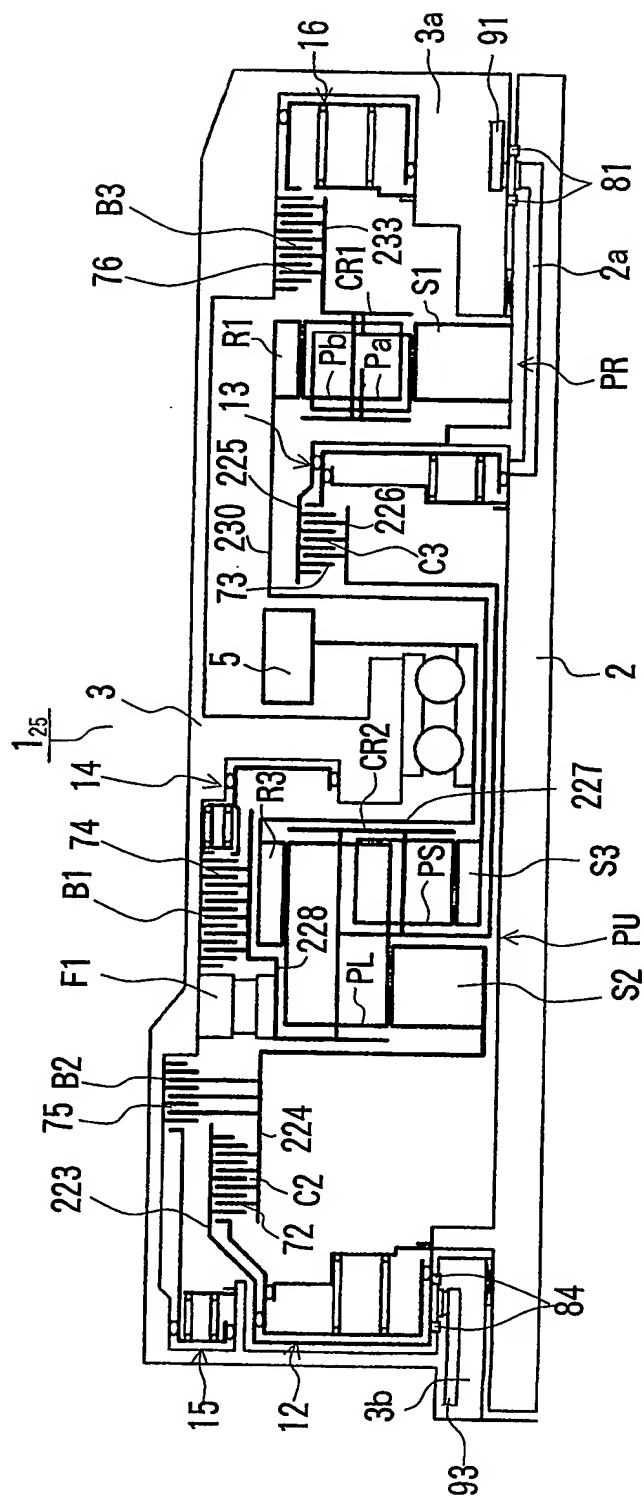


42/43

第42図



第43図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/17069

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16H3/66

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16H3/00-3/78

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 2002/0091032 A1 (AISIN AW CO., LTD.),	1-4, 18
Y	11 July, 2002 (11.07.02),	5-11, 15-17,
	Par. Nos. [0068] to [0085]; Figs. 7 to 9	19-37, 39-36
	& JP 2002-227940 A	12-14, 28
A	Par. Nos. [0068] to [0085]; Figs. 7 to 9	
	& DE 10200379 A1	
Y	US 6176802 B1 (AISIN AW CO., LTD.),	5-7, 9, 16, 17,
	23 January, 2001 (23.01.01),	32, 33, 36
	Column 13, lines 3 to 13, 31 to 44; column 14,	
	lines 14 to 37; column 21, lines 27 to 45;	
	Figs. 1, 5, 11, 14	
	& JP 2000-199549 A	
	Par. Nos. [0064], [0066], [0070], [0104];	
	Figs. 1, 5, 11, 14	
	& EP 997663 A2	

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
05 April, 2004 (05.04.04)Date of mailing of the international search report
20 April, 2004 (20.04.04)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/17069

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA), 11 June, 1996 (11.06.96), Column 4, lines 6 to 19; Fig. 1 & JP 7-133850 A Par. No. [0013]; Fig. 1	8-11, 15-17, 19, 29
Y	JP 2002-242956 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 28 August, 2002 (28.08.02), Par. Nos. [0014] to [0018]; Figs. 1, 2 (Family: none)	20-24, 30, 35
Y	US 2002/0142880 A1 (AISIN AW CO., LTD.), 03 October, 2002 (03.10.02), Par. Nos. [0031] to [0065]; Figs. 1 to 3 & JP 2002-295608 A Par. Nos. [0013] to [0037]; Figs. 1 to 3 & DE 10213820 A1	25-27, 31
Y	JP 2000-46129 A (AISIN AW CO., LTD.), 18 February, 2000 (18.02.00), Par. Nos. [0027] to [0032]; Fig. 1 (Family: none)	34

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F16H 3/66

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H 3/00 - 3/78

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2004年

日本国登録実用新案公報 1994-2004年

日本国実用新案登録公報 1996-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y A	US 2002/0091032 A1 (AISIN AW .CO., LTD.) 2002. 07. 11, 段落番号【0068】-【0085】, FIG 7-9 & JP 2002-227940 A 段落番号【0068】- 【0085】., 図7-9 & DE 10200379 A1	1-4, 18 5-11, 15-17, 19-27, 29-36 12-14, 28

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

05. 04. 2004

国際調査報告の発送日

20. 4. 2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

平瀬 知明

3 J

3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 6176802 B1 (AISIN AW CO. , LTD.) 2001. 01. 23, 第13欄第3-13, 31-44行, 第14欄第14-37行, 第21欄第27-45行, FIG1, 5, 11, 14 & JP 2000-199549 A 段落番号【0064】, 【0066】, 【0070】, 【0104】, 図1, 5, 11, 14 & EP 997663 A2	5-7, 9, 16, 17, 32, 33, 36
Y	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 1996. 06. 11, 第4欄第6-19行, FIG1 & JP 7-133850 A 段落番号【0013】, 図1	8-11, 15-17, 19, 29
Y	JP 2002-242956 A (アイシン精機株式会社) 2002. 08. 28, 段落番号【0014】-【0018】, 図1, 2 (ファミリーなし)	20-24, 30, 35
Y	US 2002/0142880 A1 (AISIN AW CO. , LTD.) 2002. 10. 03, 段落番号【0031】-【0065】, FIG1-3 & JP 2002-295608 A 段落番号【0013】- 【0037】, 図1-3 & DE 10213820 A1	25-27, 31
Y	JP 2000-46129 A (アイシン・エイ・ダブリュ 株式会社) 2000. 02. 18, 段落番号【0027】- 【0032】, 図1 (ファミリーなし)	34